



19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

12 Offenlegungsschrift  
10 DE 199 12 588 A 1

51 Int. Cl.<sup>7</sup>:  
G 05 D 7/06  
G 05 D 7/00  
F 17 D 3/01

21 Aktenzeichen: 199 12 588.0  
22 Anmeldetag: 20. 3. 1999  
43 Offenlegungstag: 21. 9. 2000

DE 199 12 588 A 1

71 Anmelder:  
KSB AG, 67227 Frankenthal, DE

72 Erfinder:  
Illy, Alois, 67117 Limburgerhof, DE; Mewes, Frank,  
95447 Bayreuth, DE; Gröning, Norbert, 67227  
Frankenthal, DE; Braun, Marcus, 67574 Osthofen,  
DE; Gabelmann, Torsten, 67246 Dirmstein, DE;  
Wendel, Siegfried, 95463 Bindlach, DE

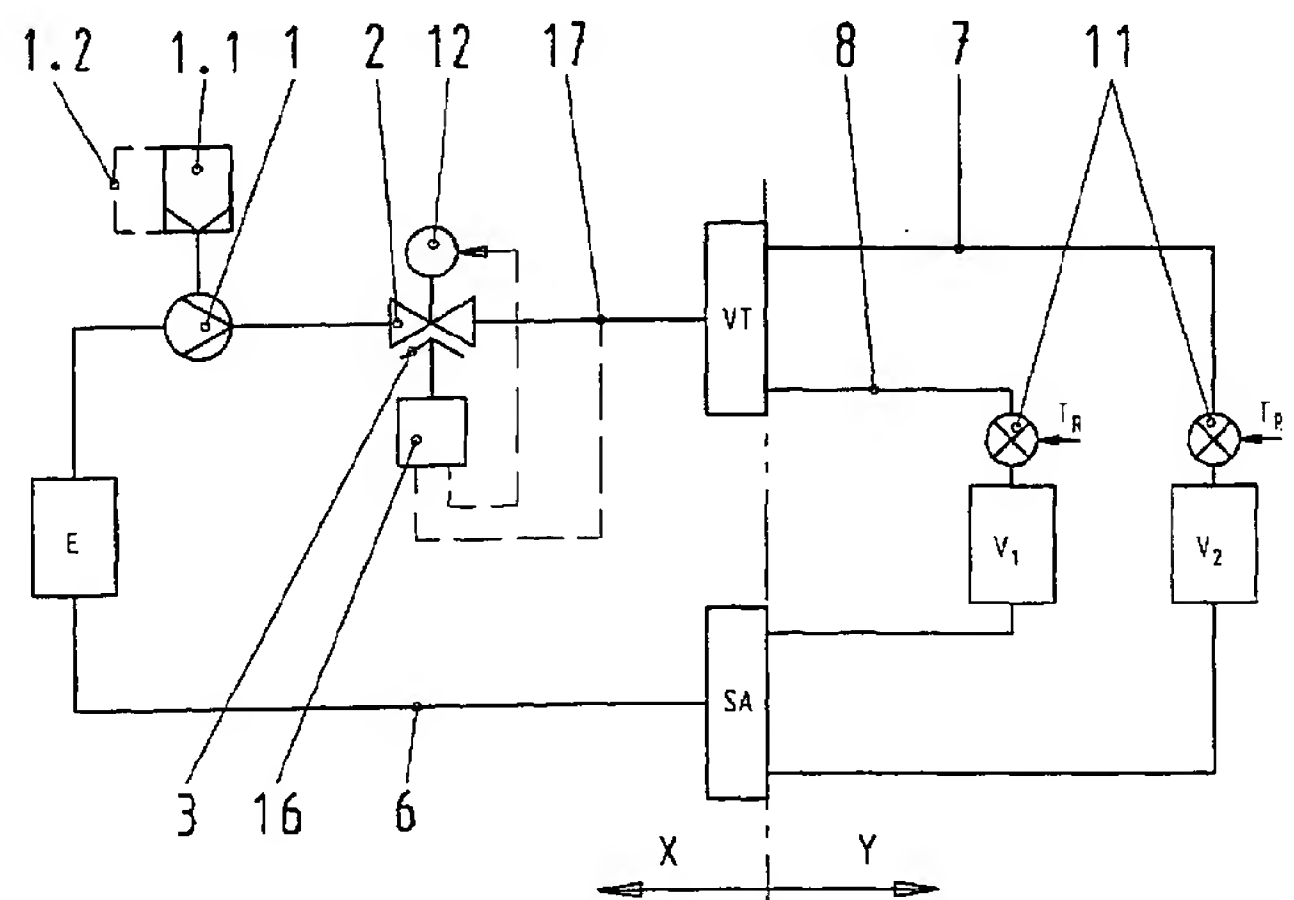
56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:

DE 34 32 494 C2  
DE 196 22 438 A1  
DE 41 18 799 A1  
DE 40 19 503 A1  
DE 32 10 098 A1  
DE-GM 68 01 233

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Fluidtransportsystem

57 Transportsystem, mit einem flüssigen Fluid zur thermischen Energieübertragung, wobei mindestens eine Pumpe in einem hydraulischen System ein Fluid zwischen Erzeuger und Verbraucher unter Überwindung von Rohrnetzwideständen zirkulierend umwälzt, die Verbraucher in dem hydraulischen System variable oder feste Widerstände darstellen und eine Einrichtung zur Beeinflussung der Wärmetransportleistung, insbesondere über eine Veränderung einer Vorlauftemperatur im hydraulischen System, angeordnet sind. Innerhalb des hydraulischen Systems sind an verschiedenen Orten eine oder mehrere Drosselarmaturen mit elektronischer Volumenstrommeßeinheit eingebaut, deren Istwert eines gemessenen Volumenstromes für Regelzwecke zur Energieeinsparung innerhalb eines hydraulischen Systems verwendet wird.



DE 199 12 588 A 1

Die Erfindung betrifft ein Transportsystem mit einem flüssigen Fluid zur thermischen Energieübertragung, wobei mindestens eine Pumpe in einem hydraulischen System ein Fluid zwischen Erzeuger und Verbraucher unter Überwindung von Rohrnetzwide-  
 5 rständen zirkulierend umwälzt, die Verbraucher in dem hydraulischen System variable oder feste Widerstände darstellen und eine Einrichtung zur Beeinflussung der Wärmetransportleistung, insbesondere über eine Veränderung einer Vorlauftemperatur im hydraulischen System, angeordnet ist.

In solchen Transportsystemen, die Verzweigungen eines Rohrleitungssystems aufweisen, tritt häufig das Problem auf, daß in Rohrleitungssträngen die tatsächlichen Durchflußmengen größer als die benötigten Durchflußmengen sein können, z. B. infolge geringerer hydraulischer Widerstände als geplant oder überdimensionierter Pumpen. Dies ist unabhängig vom Verwendungszweck des jeweiligen Transportsystems und kann bei Heizungs- oder Klimaanlage-  
 10 n, Versorgungs- oder Entsorgungssystemen oder sonstigen hydraulischen System mit darin installierten Pumpen auftreten. Beim Umwälzen solcher zu großer Durchflußmengen entstehen Strömungsgeräusche und es wird vor allem eine zu hohe Umwälzarbeit geleistet. Die zu hohe Umwälzarbeit, das Produkt aus hydraulischer Leistung und Betriebszeit, verursacht unnötig hohe Stromkosten für den Betrieb der Pumpe. Um dies zu verhindern, werden Einrichtungen zur Mengenbegrenzung eingesetzt, damit die jeweilige Durchflußmenge den bei der Auslegung eines Rohrleitungssystems gewünschten Sollwerten entspricht. Nachteilig bei der Verwendung solcher die Durchflußmenge begrenzender Einrichtungen sind deren relativ hohe Druckverluste, die während der gesamten Betriebszeit auftreten und von den verwendeten Pumpen über-  
 15 wunden werden müssen. Die Pumpe wird also für einen größeren Druckhöhenverlust ausgelegt, wodurch auch die elektrische Pumpenaufnahmeleistung höher als eigentlich notwendig ist.

Bei solchen Transportsystemen finden auch häufig mehrere Pumpen, Erzeuger oder Verbraucher Verwendung. Entsprechend dem Mengenbedarf werden zwei oder mehrere Pumpen parallel betrieben, um die gewünschte Fördermenge an die jeweiligen Verbraucher in den entsprechenden Rohrleitungssträngen transportieren zu können. Bei solchen Betriebszuständen kann es zeitweilig zur hydraulischen Überlastung der Pumpen kommen, insbesondere bei zu geringen  
 25 hydraulischen Widerständen in den Rohrleitungssträngen bzw. wenn bei einem großen Förderstrom der Pumpen nur kleine Förderhöhen zu überwinden sind. Solche hydraulischen Überlastungen finden sich häufig bei optimierten Regelkennlinien von Pumpenanlagen, bei denen bei kleinen Förderströmen eine starke Reduzierung der Förderhöhe ausgewählt wurde. Ein solcher Überlastungszustand tritt kurz vor dem Zuschalten einer weiteren Pumpe zur Unterstützung einer bereits laufenden Pumpe auf. Bisher wurde zur Vermeidung eines solchen Überlastbetriebes bei Parallelschaltung von Pumpen eine größere Pumpe verwendet, deren Kennlinie zu kleineren Förderhöhen hin günstiger verläuft oder in-  
 30 dem eine Anpassung an der Regelkennlinie vorgenommen wurde. Beide Lösungen haben aber den Nachteil, daß eine Pumpenanlage nicht mehr optimal im wirtschaftlichen Bereich betrieben wird.

Ein analoges Problem der zeitweiligen Überlastung einer Pumpe in einem Rohrleitungssystem ist auch bei Wärme- und Kältekreisläufen bekannt. Wenn beispielsweise in einem Verwaltungsgebäude an einem Wochenanfang oder nach einer Nachtabsenkung eine Anlage hochgefahren wird, müssen in dieser Anfahrphase sehr hohe Fördermengen umgewälzt  
 35 werden. Bedingt ist dies durch die Thermostatventile der Verbraucher, die alle maximal öffnen, um eine schnelle Anpassung der Raumtemperatur zu bewirken. Da solche Anlagen in erschwerender Weise oftmals keinen ausreichenden hydraulischen Abgleich aufweisen, werden durch diesen hohen Durchfluß auch die Wärme- oder Kälteerzeuger, die häufig in Kaskadenschaltung ausgeführt sind, stark strapaziert. Denn während einer solchen Anfahrphase werden sie außerhalb ihrer spezifizierten Betriebsbedingungen betrieben. Auch daraus resultiert ein unwirtschaftlicher Betrieb, der hohe Be-  
 40 triebskosten und zum Teil eine hohe Belastung oder sogar unnötige Frühschäden zur Folge haben kann.

Hydraulische Pumpenkreisläufe mit mehreren Verbraucherkreisen, häufig bei Wärmeversorgungsanlagen anzutreffen, werden für einen Kosten sparenden Dauerbetrieb hydraulisch abgeglichen. Dazu werden in jedem Rohrleitungsstrang und meist auch an den Verbrauchern sogenannte Strangreguliertventile eingebaut. Mit deren Hilfe wird ein Betriebszu-  
 45 stand, bei dem alle Verbraucher eines beeinflussbaren Rohrleitungsstranges gleichzeitig den maximalen Bedarf haben, mittels der Strangreguliertventile auf den benötigten maximalen Durchfluß eingedrosselt. Da hierzu bei größeren verzweigten Anlagen ein erheblicher Meßaufwand erforderlich ist, ist ein solcher Strangabgleich sehr zeitaufwendig und wird erfahrungsgemäß sehr selten ordnungsgemäß durchgeführt. Durch die DE-A 197 25 376 ist eine Strangregulierarmatur bekannt, mit deren Hilfe der Arbeitsaufwand bei der Einregulierung von Rohrleitungssträngen verringert wird.  
 50 Aber auch bei einem richtig durchgeführten hydraulischen Abgleich der einzelnen Stränge in einem verzweigten Rohrleitungssystem wird damit nur im Vollastfall eine bestimmte Aufteilung des Gesamtförderstromes auf die einzelnen Rohrleitungsstränge erreicht. Bei einem Betrieb in einem Teillast-Zustand wirkt ein solcher statischer Abgleich eines Rohrleitungsstranges manchmal in unkalkulierbarer Weise. Insbesondere dann, wenn die in einem hydraulischen System verwendeten Pumpen in ihrer Drehzahl unregelmäßig betrieben werden, können sich auch in einem für den Vollastfall abgeglichenen Rohrleitungsstrang auf Seiten der Verbraucher an den pumpennahen Strängen wesentlich zu hohe Differenzdrücke einstellen.

Bei Verwendung von Durchflußregelventilen, wie sie beispielsweise durch die DE-C 34 32 494 bekannt sind, können ebenfalls Probleme entstehen. Denn solche Durchflußregelventile werden in dem vorstehend genannten Fall in einem äußerst ungünstigen Regelbereich betrieben, da aufgrund eines bestehenden und zu hohen Differenzdruckes  $\Delta p$  das Regel-  
 60 ventil selbst nur ganz leicht geöffnet ist. Dadurch ist eine für einen hohen Komfort gewünschte stetige, hinreichend genaue Regelung nicht mehr möglich. Teilweise gehen solche Regelventile bzw. die entsprechenden Regelkreise bei solchen Betriebsbedingungen vom stetigen Betrieb in einen unstetigen Auf-Zu-Betrieb über. Letzterer führt zu sehr großen Schwingungen der Regelgröße einer Regeleinrichtung, wodurch ein gravierender Komfortverlust entsteht. Zusätzlich entstehen in einem Rohrleitungssystem unerwünschte Strömungsgeräusche bei einem nur leicht geöffnetem Ventilsitz eines Regelventils bei hohem Differenzdruck.

Ungünstige Einflüsse ergeben sich auch bei einem Rohrleitungssystem, z. B. von Heizungsanlagen mit witterungsgeführter Vorlauftemperaturregelung und/oder einer Nachtabsenkung, bei dem bei fallender Vorlauftemperatur im Rohrlei-  
 tungssystem die Regelventile der angeschlossenen Verbrauchern stärker öffnen. Solche öffnenden Regelventile, die üb-



licherweise als Thermostatventile ausgebildet sind, vergrößern den umzuwälzenden Volumenstrom und damit den Leistungsbedarf der Pumpe. Eine beabsichtigte thermische Leistungseinsparung wird somit durch eine höhere elektrische Pumpenleistung wieder teilweise vernichtet.

Zur Optimierung eines Pumpenbetriebes in einem hydraulischen Transportsystem sind verschiedene Möglichkeiten bekannt. Eine Pumpe mit konstanter Drehzahl ist üblicherweise so ausgelegt, daß sie im Spitzenlastbetrieb die Nennfördermenge erbringt. Im Teillastbetrieb verändert sich der ursprüngliche Betriebspunkt aber zu geringerer Fördermenge hin bei gleichzeitigem Anstieg der Förderhöhe. Als Folge davon ergibt sich ein unnötiger Verbrauch von Antriebsenergien, eine starke Strömungsgeräusentwicklung und dadurch eine Belastung der gesamten Anlagenteile.

Bei drehzahlgeregelten Pumpen mit einer Regelkennlinie  $\Delta p = \text{konstant}$  wird bei Änderungen der Rohrnetzkenlinie die Förderhöhe in der Anlage konstant gehalten.

Weiter ist es bekannt, eine Regelung nach der Anlagenkennlinie vorzusehen. Eine solche Anpassung der Pumpenleistung sieht in einem Q-H-Diagramm keine Vorgabe von horizontalen Regelkennlinien vor, sondern dem Regelsystem werden an den wirklichen Förderhöhenbedarf einer Anlage angepaßte Regelkennlinien vorgegeben. Der Förderstrom der Pumpe wird mit einem zusätzlichen externen physikalischen Volumenstromgeber erfaßt, dessen Meß-Signal in der Regeleinrichtung berücksichtigt wird. Eine Übersicht solcher Volumenstromgeber für die Durchflußmessung in einem Rohrnetz findet sich in der Zeitschrift *atp*, Automatisierungstechnische Praxis, 36. Jahrgang, 1994, Seiten 22 bis 26. Solche Geber verursachen jedoch aufgrund ihres komplexen Aufbaus erhebliche Kosten, weshalb sie nur eine geringe Verbreitung gefunden haben. Nachteilig bei der Verwendung solcher externer Volumenstromgeber ist die durch deren hohe Anschaffungskosten bedingte Verschlechterung der Wirtschaftlichkeit einer Anlage.

Stellt sich in einem solchen Transportsystem infolge einer Widerstandsänderung eines Verbrauchers, beispielsweise durch Öffnen eines thermostatischen Regelventiles, eine andere Anlagenkennlinie ein, dann kann mit Hilfe einer Regeleinrichtung durch Veränderung der Pumpendrehzahl ein günstigerer Betriebspunkt Verwendung finden. Von sich aus vermag eine Drehzahlregelung keinen Einfluß auf den in dem Rohrleitungssystem notwendigen Volumenstrom auszuüben. Die Drehzahlregelung stellt immer nur eine Reaktion auf das Verändern der Anlagenkennlinie dar.

Der Erfindung liegt das Problem zugrunde, für Transportsysteme, in deren Rohrleitungssträngen der Strömungswiderstand und/oder die Wärmeleistung durch integrierte Verbraucher veränderbar sind, in allen Lastzuständen des gesamten hydraulischen Systems eine vorher bestimmte Aufteilung des Förderstromes im Vollastfall und/oder eine optimierte Aufteilung im Teillastfall in den verschiedenen Rohrleitungszweigen sicherzustellen, wobei mit möglichst geringen Investitionskosten und bei geringem Energieaufwand die Förderaufgabe von Umwälzpumpen durch eine genaue optimierte Drehzahlregelung erreicht wird.

Die Lösung dieses Problems sieht vor, daß in einem Hauptstrang und/oder in mindestens einem Nebenstrang des hydraulischen Systems eine Drosselarmatur mit elektronischer Volumenstrommeßeinheit eingebaut ist, daß der gemessene Volumenstrom als Istwert in eine Steuereinrichtung, eine Regeleinrichtung oder eine Auswerteelektronik einfließt, daß die Auswerteelektronik eine Führungsgröße für die Regeleinrichtung liefert und daß die Regeleinrichtung über eine Stelleinrichtung die Drehzahl der Pumpe und/oder die Drosselstellung einer oder mehrerer Drosselarmaturen verändert.

Mit Hilfe einer als kostengünstiges Serienbauteil produzierten Drosselarmatur und deren Kombination mit einer elektronischen Volumenstrommeßeinheit kann mit sehr geringen Investitionskosten eine Erfassung des momentan in einem Strang eines hydraulischen Systems vorherrschenden Volumenstromes erfolgen. Die genaue Kenntnis des tatsächlichen Volumenstromes ermöglicht es, den jeweiligen Strang genau auf den Sollwert einzuregeln. Dies kann durch Veränderung der Drehzahl der Pumpe, durch Veränderung der Drosselstellung von einer oder mehreren in das hydraulische System integrierten Drosselarmaturen oder durch eine Kombination von beiden erfolgen. Somit ist eine gegenüber den bisherigen bekannten Systemen gravierende Verbesserung der Regelgenauigkeit und Energieeinsparung möglich. Als Hauptstrang wird in diesem Zusammenhang ein Rohrstrang betrachtet, in dem ein als Energieerzeuger anzusehendes Bauteil angeordnet ist. Bei einem Transportsystem mit einem flüssigen Fluid zur thermischen Energieübertragung in Form eines Heizsystems wäre dies ein Wärmeerzeuger, z. B. ein Heizkessel. Bei einem Transportsystem in Form eines Kältekreislaufes wäre dies z. B. ein Kaltwasseraggregat. Als Nebenstrang oder Nebenstränge werden diejenigen Teile des Transportsystems angesehen, in denen Verbraucher angeordnet sind, die den Energiegehalt des zuströmenden flüssigen Fluids verändern.

In Verbindung mit einer in ein Rohrleitungssystem einzubauenden Armatur ist es möglich, einen kostengünstigen Volumenstromgeber zu realisieren. Auf die bisher einzubauenden zusätzlichen Volumenstromgeber, welche weitere und damit unnötige Dichtungsstellen sowie erhöhten Platzbedarf zur Folge haben, kann verzichtet werden.

Es ist auch möglich, Volumenströmen die jeweils zugehörige Temperatur zuzuordnen, um Wärmemengen zu definieren. Damit kann aus Volumen und Temperatur beim bekannten Fluid (Fluidichte) die im System umgewälzte und zu verteilende Wärmemenge bestimmt und in Abhängigkeit von dem Verbraucherverhalten optimiert werden.

Die Auswerteelektronik setzt die vom Volumenstromsensor und/oder einem zusätzlichen Temperatursensor oder ähnlichen Sensoren gelieferten elektronischen Eingangssignale in elektronische Ausgangsgrößen für Regel- und Steuereinrichtung um. Hierbei handelt es sich um Sollwerte, Grenzwerte oder Führungsgrößen. Die Auswerteelektronik verfügt zu diesem Zweck in der Regel über mindestens einen Mikroprozessor und hinterlegte Kennlinien, Einstellwerte, Algorithmen oder Fuzzy-Regeln zwecks Beeinflussung einer Regel- oder Steuereinrichtung.

Gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung ist die Drosselarmatur und/oder die elektronische Volumenstrommeßeinheit mit einem Temperatursensor versehen. Das vom Temperatursensor gelieferte Meßsignal fließt in die Auswerteelektronik ein und erlaubt eine bedarfsgerechte Bestimmung des erforderlichen Volumenstromes in Abhängigkeit von einer Vorlauftemperatur und/oder einer Außentemperatur des hydraulischen Systems. Bei einer Erfassung einer Vorlauftemperatur mittels der Drosselarmatur kann in einfachster Weise ein zusätzliches Signal als Ist-Wert eines Fluidzustandes innerhalb des hydraulischen Systems für eine Regeleinrichtung geliefert werden. Auch diese Möglichkeit ergibt mit einem kostengünstigen Standardbauteil in Form einer Drosselarmatur, bzw. einer Absperrarmatur mit Drosseleigenschaften und der Kombination mit kostengünstigen elektronischen Temperatursensoren eine Verbesserung der Meßdatenerfassung. Dies läßt sich in sehr einfacher Weise durch Integration eines Temperatursensors in die elektronische Volumenmeßein-

heit verwirklichen. Bei einem Transportsystem, dessen thermische Energieübertragung in Abhängigkeit von einer Außentemperatur geregelt wird, kann ein solches äußeres Temperatursignal in einfacher Weise ein Regelsystem des Stellantriebes der Drosselarmatur, eine Regeleinrichtung, Auswertelektronik oder Steuereinrichtung, eingespeist werden.

Sollten innerhalb des Rohrleitungssystems durch Änderung des Widerstandes der Verbraucher, beispielsweise durch darin eingebaute Regelarmaturen in Form von Thermostatventilen, die Rohrnetzkenlinie eine Veränderung erfahren, dann kann darauf problemlos mit Hilfe der aktiv in das Regelsystem, eingreifenden und den Durchflußwiderstand des jeweiligen Rohrleitungsstranges verändernden Armatur und der Regeleinheit reagiert werden.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Zeichnungen dargestellt und werden im folgenden näher beschrieben. Es zeigen die

- 10 **Fig. 1–4** verschiedene vereinfachte Darstellungen von hydraulischen Systemen, die
- Fig. 5** eine Anordnung einer Armatur als Überlastschutz einer Pumpe, die
- Fig. 6** eine Schutzeinrichtung für parallel betriebene Pumpen, die
- Fig. 7** ein zur **Fig. 6** gehöriges Q,H-Diagramm, die
- Fig. 8** eine Schutzeinrichtung für Pumpen in Anfahrbetrieb mit zeitweiliger Überlast, die
- 15 **Fig. 9** eine aktive Regulierung in Rohrleitungssträngen von Transportsystemen hydraulischer Flüssigkeiten, die
- Fig. 10** eine von einer Pumpenregelung unabhängige aktive Strangregulierung in einem Verbraucherstrang, die
- Fig. 11** eine Pumpenleistungsanpassung durch Volumenstromführung, die
- Fig. 12** ein zur **Fig. 11** gehöriges Q,H-Diagramm, die
- Fig. 13** eine Regelung eines Verbraucherstranges einer Heizungsanlage mit Außentemperaturerfassung und Misch-
- 20 ventil, die
- Fig. 14** eine zur **Fig. 13** gehörige Regelkennlinie eines Q,H-Diagrammes, die
- Fig. 15** eine Variante von **Fig. 13**, in der das Mischventil ersetzt wurde, die
- Fig. 16** ein Auslegungsdiagramm für eine Heizungsanlage und die
- Fig. 17** eine Großanlage.

25 Die **Fig. 1** bis **4** zeigen unterschiedlich aufgebaute hydraulische Systeme mit verschiedenen Anordnungen von darin befindlichen Elementen. Es ist die Lage einer mit einem Stellantrieb ausgestatteten Drosselarmatur in verschiedenen Rohrleitungssträngen gezeigt. Einrichtungen zum Messen, Steuern und Regeln sind in diesen **Fig. 1** bis **4** nicht dargestellt.

In **Fig. 1** ist ein einfaches hydraulisches System dargestellt, bei dem ein Erzeuger E, welcher je nach Systemaufbau als Wärmequelle oder Wärmesenke funktioniert, mit einer Pumpe **1** ausgerüstet ist, welche ein Fluid innerhalb des hydraulischen Systems umwälzt. In diesem Zusammenhang wird der Weg vom Erzeuger E zu den Verbrauchern V1, V2 als Vorlauf bezeichnet und der Weg von den Verbrauchern zurück zum Erzeuger E, als Rücklauf. Je nach Gestaltung des Systems kann eine Drosselarmatur **2** mit elektronischer Volumenstrommeßeinheit **3** im Vorlauf oder im Rücklauf angeordnet sein. Eine von einem 3-Wege-Ventil **4** beeinflusste Beimischleitung **5** ermöglicht die Einspeisung eines Fluidanteiles aus dem Rücklauf in den Vorlauf. Das 3-Wege-Ventil **4** ist auch unter anderen Begriffen bekannt. Bei einer Anordnung im Vorlauf wird es auch als Mischventil und bei einer Anordnung im Rücklauf als Verteilventil bezeichnet. Bei einer Heizungsanlage würde somit kälteres Rücklaufwasser dem aus einem Erzeuger E in Form eines Heizkessels entstammenden heißen Vorlaufwassers beigemischt werden. Somit kann der Energiegehalt des zu den Verbrauchern V1, V2 zu transportierenden Fluids beeinflusst werden. Eine Drosselarmatur **2** mit elektronischer Volumenstrommeßeinheit **3** ist hier im Vor-

40 lauf des hydraulischen Systems angeordnet. Die Darstellung der **Fig. 2** unterscheidet sich von der **Fig. 1** durch die fehlende Beimischleitung und das fehlende 3-Wege-Ventil. Hier ist ein ausschließlich aus einem Hauptstrang bestehendes hydraulisches System gezeigt.

Die **Fig. 3** zeigt ein hydraulisches System, welches mehrere Rohrleitungsstränge **6**, **7** und **8** aufweist. Mit Hilfe der gestrichelt dargestellten senkrechten Linie und den davon ausgehenden Pfeilen X und Y wird eine Unterteilung der gezeigten Rohrleitungsstränge **6** bis **8** vorgenommen. Der im Bereich X befindliche Rohrleitungsstrang **6** leitet ein Fluid durch den Erzeuger E und wird als Hauptstrang betrachtet. Die im Bereich Y befindlichen Rohrleitungsstränge **7**, **8** sind Teile der Verbraucherkreise und werden als Nebenstränge betrachtet. Ein umzuwälzendes Fluid strömt dabei von einem Erzeuger E, bei dem es sich um einen Heizkessel handeln kann, in einen Verteiler VT, von wo aus es in zwei als Nebenstränge wirkende Rohrleitungsstränge **7**, **8** strömt. Der Rohrleitungsstrang **7** verfügt in diesem Ausführungsbeispiel über einen Verbraucher V1 mit konstantem Widerstand und einer eigenen Pumpe **9**, der ein 3-Wege-Ventil vorgeschaltet ist. Das als Mischventil wirkende 3-Wege-Ventil mischt einen Teil des von dem Verbraucher V1 kommenden Fluids dem Vorlauf zum Verbraucher V1 durch eine Leitung **10** zu. Der restliche Fluidteil gelangt über einen Sammler SA durch einen Rücklauf zum Erzeuger E zurück.

Der andere Rohrleitungsstrang **8** zeigt in diesem Ausführungsbeispiel in Parallelschaltung Verbraucher V2, V3, die in diesem Nebenstrang als variable Widerstände wirken. Dies ist bedingt durch Thermostatventile **11**, die in Abhängigkeit von der Raumtemperatur TR am Ort der Verbraucher die Energieübertragung beeinflussen. Zur Verbesserung des Regelverhaltens eines solchen hydraulischen Systems sind sowohl im Hauptkreis **6** als auch in den Rohrleitungssträngen **7**, **8** der Verbraucherkreise Armaturen **2** mit elektronischer Volumenstrommeßeinrichtung **3** und Stellantrieb **12** angeordnet.

Die **Fig. 4** zeigt ein komplexer gestaltetes hydraulisches System, welches sich gegenüber dem Ausführungsbeispiel der **Fig. 3** durch einen zusätzlichen Zwischenkreis Z unterscheidet. Der Erzeugerkreis X verfügt in diesem Fall über zwei parallel geschaltete Umwälzpumpen **1**, mit elektronischer Drehzahlregelung **1.7**, mit dessen das umzuwälzende Fluid in eine hydraulische Weiche HW gefördert wird. Die parallel geschalteten Pumpen können separat oder zusammen oder wechselnd betrieben werden. Sie verbessern die Ausfallsicherheit einer solchen Anlage und/oder gewährleisten im Vollastbetrieb die nötige Umwälzung der angeforderten Energiemengen.

65 Die hydraulische Weiche HW, die eine Verbindung zwischen dem hier als Hauptkreis wirkenden Erzeugerkreis X und dem Zwischenkreis Z herstellt, funktioniert als Mischer. Dies sei am Beispiel einer Heizung erklärt. Aus dem die Nebenstränge enthaltenden Verteilerkreis Y zurückfließendes kühleres Fluid wird im Sammler SA gesammelt und strömt von dort als kälteres Medium zurück zur hydraulischen Weiche HW. In die hydraulische Weiche HW wird heißeres Fluid



vom Erzeuger E durch die Umwälzpumpen **1** eingespeist. Innerhalb der hydraulischen Weiche HW findet eine Entkopplung zwischen Erzeugerkreis und den Nebensträngen statt.

Im Verbraucherkreis Y sind die Nebenstränge in Form der Rohrleitungsstränge **13** bis **15** mit Drosselarmaturen **2** und elektronischen Volumenstrommeßeinheiten **3** in den Rücklaufleitungen zum Sammler SA angeordnet. Im Rohrleitungsstrang **13** ist eine Parallelschaltung der V3, V4 gezeigt. Einzelne Verbraucher können auch in Reihe geschaltet sein.

In der Fig. 5 ist ein Schaltschema eines Transportsystemes gezeigt, welches folgende Komponenten aufweist: Einen Energieerzeuger E, z. B. ein Heizkessel einer Heizungsanlage, eine in Strömungsrichtung nachgeordnete Pumpe **1**, die einen Volumenstrom zu einem Verteiler VT fördert. Vom Verteiler VT zweigen verschiedene Rohrleitungsstränge **7**, **8** ab, in denen Verbraucher V1, V2 angeordnet sind. Innerhalb der Verbraucher, bei denen es sich um Heizkörper einer Heizungsanlage, Kondensatoren oder sonstige Wärmetauscher handeln kann, erfolgt eine Energieabgabe an die Umgebung, so daß das aus den Verbrauchern V1, V2 abströmende Fluid einen geänderten Energieinhalt aufweist. Ein Sammler SA nimmt das von den Verbrauchern V1, V2 durch Rücklaufleitungen abfließende Fluid auf und leitet es durch eine Rücklaufleitung **6** dem Erzeuger E zu. Dort erfolgt, falls es sich um einen Heizkessel handelt, durch Energiezufuhr eine Erhöhung der Fluidtemperatur.

Zwischen Pumpe **1** und Verteiler VT ist eine Drosselarmatur **2** mit Einrichtungen **3** zur elektronischen Messung des Volumenstromes angeordnet. Sie verfügt über einen motorischen Stellantrieb **12** und eine elektronische Auswerteeinheit **16**. In der Auswerteeinheit **16** ist der für dieses System maximal zulässige Durchfluß  $Q_{\max}$  abgespeichert. Wird durch Verringerung des Widerstandes in den Verbrauchern V1, V2 der Durchfluß in dem System erhöht – es tritt also eine erhöhte Abnahme durch die Verbraucher V1, V2 auf – so wird dieser erhöhte Durchfluß von der elektronischen Volumenstrommeßeinheit **3** der Drosselarmatur **2** erfaßt und ein entsprechendes Signal der Auswerteeinheit **16** in der Drosselarmatur **2** zugeführt. Erreicht der Volumenstrom den Bereich des für diese Anlage errechneten und festgelegten Bereich der maximalen Fördermenge  $Q_{\max}$ , so wird über ein Stellsignal und mit Hilfe des Stellantriebs **12** der Durchfluß im Wege eines Drosseln auf  $Q_{\max}$  begrenzt. In diesem Zusammenhang ist es unerheblich, ob die Drehzahl der Pumpe **1** konstant ist oder durch eine Regelung **1.1** variabel geführt wird. Der Betriebspunkt der Pumpe wandert auf der Pumpen- bzw. Regelkennlinie z. B. mit  $\Delta p = \text{konst}$  hin zu kleinerem Förderstrom bei größerer bzw. konstanter Förderhöhe. Der Pumpenbetriebspunkt wird auf der Pumpen- bzw. Regelkennlinie in Richtung des optimalen Wirkungsgrades gedrosselt. Damit wird die Pumpe vor zu hohen Förderströmen geschützt und es wird verhindert, daß die Pumpe ohne Rücksicht auf den Wirkungsgrad im Überlastbereich läuft. Durch entsprechende Hinterlegung der für die verwendete Pumpe zulässigen maximalen Durchflußmenge in die Auswerteeinheit **16** der Armatur **2**, wird die Pumpe **1** in ihren Nennbetriebspunkt gezwungen. Sie läuft daher im Bereich ihres günstigsten Wirkungsgrades.

Erfolgt auf Seiten der Verbraucher bei Erreichung des gewünschten Istzustandes eine Reduzierung der Wärmeabgabe, beispielsweise durch Drosseln der Durchflußmenge, mißt die Armatur **2** die Reduzierung der Durchflußmenge und liefert mit Hilfe der Auswerteelektronik **16** ein Stellsignal an den Stellmotor **12**, welcher die bestehende Drosselung der Armatur zurücknimmt. Somit ergibt sich wieder eine flachere Kennlinie. Die Pumpe arbeitet für diese Durchflußmenge in einem günstigeren Betriebspunkt. Bei kleineren Förderströmen  $Q$  als einem eingespeicherten  $Q_{\text{opt}}$  oder  $Q_{\max}$  treten daher keine zusätzlichen Verluste in der Armatur **2** auf, da diese dann in vollständig geöffneter Stellung gehalten wird. Die Begrenzungsfunktion der Armatur wird daher nur dann aktiv, wenn der für die jeweilige Pumpe zulässige maximale Förderstrom  $Q_{\max}$  erreicht wird.

Durch einen Temperatursensor **17**, mit dessen Hilfe die Vorlauftemperatur zwischen Pumpe **1** und Verteiler VT gemessen wird, ist es in einfacher Weise möglich, eine solche Begrenzung des Volumenstroms auch während eines Betriebszustandes vorzusehen, in dem die Vorlauftemperatur abgesenkt wird. Zu diesem Zweck wird in die Auswerteeinheit **16** eine Kennlinie hinterlegt, welche die Fördermenge in bezug auf die Vorlauftemperatur begrenzt. Mit Hilfe dieser Funktion ist es möglich, mit dieser Armatur dem Verhalten von Thermostatventilen **11**, die an den Verbrauchern V1, V2 angeordnet sind, entgegenzuwirken. Diese Funktion ermöglicht eine optimale Energieeinsparung bei Umwälzpumpen, die mit einer stufenlosen Drehzahlregelung **1.1** ausgestattet sind. Bei solchen Pumpen erfolgt eine Differenzdruckregelung, in dem der Druck vor und hinter der Pumpe erfaßt wird und der Differenzdruck entweder konstant oder als Funktion von der Fördermenge variabel gehalten wird. Die Pumpe wälzt dann nur den tatsächlich notwendigen Volumenstrom um und ein unnötig hoher Volumenstrom durch Veränderung der Drosselwirkung der Armatur wird vermieden.

Mit der Erfassung bzw. Messung des Volumenstromes ist grundsätzlich auch der Massestrom bzw. die Durchflußmenge bestimmbar. Dies erfolgt durch Zuordnung der Fluidichte zum Volumenstrom.

Für diejenigen Anwendungsfälle, bei denen eine autarke Durchflußbegrenzung im Transportsystem durch Drosselung der Armatur **2** nicht gewünscht ist, kann die Auswerteeinheit **16** einen von der Vorlauftemperatur abhängigen Differenzdrucksollwert erzeugen. Die Armatur **2** drosselt in diesem Fall nicht aktiv, sondern deren Auswerteeinheit **16** berechnet aufgrund der erfaßten Meßdaten und der abgespeicherten Parametrierung (= Kennlinienhinterlegung durch Eingabe von Werten), einen günstigeren Förderhöhen-Sollwert. Dieser variable Förderhöhen-Sollwert wird entweder einer Regelpumpe mit integrierter  $\Delta P$ -Regelung oder auch einem konventionellen Pumpenregelsystem als Führungsgröße vorgegeben. In diesen Fällen verfügt die Regelpumpe über einen entsprechenden Sollwerteingang. Für einen solchen Fall ist in der Fig. 5 die Pumpe **1** mit einem gestrichelt dargestellten Regler **1.2** ausgerüstet.

Die Fig. 6 zeigt die Verwendung der Armatur **2** als Schutz Einrichtung für Pumpen **1** im Parallelbetrieb. Während des Betriebes überwacht jeweils eine Armatur **2** den Förderstrom der im selben Strang befindlichen Pumpe. Im Bedarfsfall ist die Armatur zwischen den Mengenpunkten  $Q = 0$  und  $Q = Q_{\text{Grenz}}$  immer vollständig geöffnet. Durch Drosseln werden in der Armatur **2** Zusatzverluste  $H_V$  erzeugt. Eine Rückschlagarmatur **18** verhindert eine Rückströmung durch die zweite Pumpe.

Die Fig. 7 zeigt ein QH-Diagramm mit den Kennlinien der beiden Pumpen aus Fig. 6. Desweiteren ist darin eine Regelkennlinie RK desjenigen Rohrleitungssystems eingezeichnet, welches von den beiden Pumpen versorgt wird. Die mit starker Strichstärke gezeichnete Pumpenkennlinie PKL-1 entspricht der Einzelkennlinie einer Pumpe. Die Linie PKL-2 ist die entsprechende Kennlinie für den Parallelbetrieb zweier Pumpen. Diese Kennlinien entsprechen einem Betriebszustand, bei dem die zugehörigen Drosselarmaturen vollständig geöffnet sind. Da die Förderdaten der beiden Pumpen **1** be-

kannt sind, werden die durch zeitweiliges Drosseln der Armaturen erzeugten Zusatzverluste  $H_{V,ventil}$  jeweils so gewählt, daß die Pumpen einen Arbeitspunkt mit der Regelkennlinie RK einnehmen. Zu diesem Zweck ist in jeder Armatur in deren Auswerteeinheit eine Drosselkennlinie mit mindestens zwei Kennlinienpunkten hinterlegt.

Die Kennlinienpunkte P1, P2 sind so gewählt, daß in einem Durchflußbereich von  $Q = 0$  bis zu einer durch Messung feststellbaren Grenzdurchflußmenge  $Q_{Grenz}$  die Drosselarmatur vollständig geöffnet ist und damit den geringstmöglichen Widerstand für die zugehörige Pumpe darstellt. In dem QH-Diagramm der Fig. 7 entspricht daher der erste Kennlinienpunkt P1 der als Grenzwert festgelegten Durchflußmenge  $Q_1 = Q_{Grenz}$  und  $H_{V1} = H_{V,min}$ . Stellt die Drosselarmatur bei der Messung der Durchflußmenge einen Wert fest, welcher der hinterlegten Durchflußmenge  $Q_{Grenz}$  entspricht, dann wird die vom Stellmotor 12 angetriebene Drosselarmatur 2 und aufgrund des von der Auswerteeinheit 16 gelieferten Signals in den aktiven Drosselbetrieb übergehen. Die während des aktiven Drosselbetriebes zu realisierende Kennlinie kann frei parametrisiert werden. Dies erfolgt nach der Gleichung

$$H_{V,Ventil} = A + B \cdot Q^{EXP}.$$

Der Druckverlust des Ventils  $H_{V,Ventil}$  basiert auf zwei Konstanten A, B und der Durchflußmenge, wobei der Exponent im Bereich 0,1 bis 3 liegen kann.

Das Ende der Kennlinie wird durch einen zweiten Kennlinienpunkt P2 definiert, welcher der maximalen Fördermenge der jeweiligen Pumpe entspricht:  $Q_2 = Q_{max,Pumpe}$ . Der Druckhöhenverlust des Ventils entspricht dann dem erforderlichen Druckhöhenverlust:  $H_{V,Ventil} = H_{V,erforderlich}$ . Aufgrund einer üblichen Arbeitspunktauslegung bei einem Parallelbetrieb von Pumpen in einem Energieversorgungssystem, wonach

$$\frac{Q_{Nenn,Anlage}}{N} < \frac{Q_{max,Pumpe}}{1}$$

mit  $N$  = Anzahl der parallel betriebenen Pumpen ist sichergestellt, daß eine einzelne Pumpe durch die im zugehörigen Rohrleitungsstrang angeordnete Drosselarmatur 2 immer nur vorübergehend gedrosselt wird. Im jeweiligen Normalbetrieb bis zur Nennfördermenge sind die Drosselarmaturen 2 vollständig geöffnet und gewährleisten dadurch einen verlustarmen Betrieb des Transportsystems. Durch die dynamische Durchflußmengenbegrenzung mittels Drosseln ist der Einsatz von Umwälzpumpen möglich, deren Leistungsdaten gegenüber den bisherigen Auslegungsarten knapper dimensioniert sind. Ebenso kann für eine Pumpenregelanlage im Teillastbetrieb eine Reduzierung der Förderhöhe vorgenommen werden, wodurch wiederum eine Energieeinsparung möglich wird. Der zwischen den Punkten P1 und P2 zeitweilig gegebene Kennlinienverlauf ist als  $PKL_{Grenz}$  bezeichnet. Dieses Verhalten gilt entsprechend für den gleichzeitigen Betrieb beider Pumpen gemäß Fig. 6.

Die Darstellung in der Fig. 8 entspricht vom Aufbau her der Darstellung in Fig. 5. In den Verbrauchersträngen, d. h. in Durchströmrichtung des Transportsystems vom Verteiler VT zum Sammler SA, sind zusätzlich vorlaufseitig weitere Drosselarmaturen 2 mit Volumenstrommeßeinrichtung 3 und motorischem Stellantrieb integriert. Die Stränge 7 und 8 sind jeweils zwischen Vor- und Rücklauf durch temperaturgesteuerte Mischventile 4 verbunden. Beim Anfahrbetrieb eines solchen Energieversorgungssystems, z. B. in Form einer Heizungsanlage, findet zuerst ein Anstieg der Vorlauftemperatur im Vorlauf statt. Da einem Anfahrbetrieb üblicherweise eine Auskühlung der Verbraucher V1 bis V2 vorausgegangen ist, tritt auf Seiten der einzelnen Verbraucher ein hoher Massenstrom oder Durchfluß auf. Um für einen solchen Betriebszustand Überlastungen der Pumpe 1 zu verhindern, werden die Drosselarmaturen 2 in ihrer Auswerteeinheit 16 so eingestellt, daß sie für den jeweiligen Strang 7, 8 zwischen einer individuell einstellbaren minimalen und maximalen Vorlauftemperatur aktiv drosseln. Dies verhindert, daß die im Erzeugerkreislauf angeordnete Pumpe 1 das energiereiche Fluid im Anfahrbetrieb mit Überlast fördert. Auch wird mit Hilfe der während des Anfahrbetriebes erfolgenden Drosselung in den jeweiligen Nebensträngen der verbraucherseitigen Verteilerkreisläufe eine anlagengemäß günstige Aufteilung des energiereichen Fluids auf die einzelnen Verbraucher V1, V2 gewährleistet.

Für besonders kritische Energieversorgungssysteme, z. B. Blockheizkraftwerke, kann eine zusätzliche zeitliche Verzögerung vorgesehen werden. Eine solche Zusatzfunktion dient der Anpassung an die betriebsbedingten Anregelzeiten eines Erzeugers, z. B. eines Kessels und ist der Auswerteeinheit 16 der Drosselarmatur 2 integriert.

Die Fig. 9 zeigt ein Transportsystem, bei dem im Rücklauf eines Verbraucherkreislaufes eine Drosselarmatur 2 mit elektronischer Volumenstrommeßeinrichtung 3 und Auswerteeinheit 16 eingebaut ist. Weiterhin weist diese Armatur 2 zusätzlich einen Temperatursensor TRL zur Erfassung der Rücklauftemperatur vor dem Sammler SA auf. Diese Armatur 2 hat hier die Funktion einer Strangregulierarmatur, mit deren Hilfe für den Vollastbetrieb eine gleichmäßige Versorgung der Verbraucher V1 bis V2 gewährleistet wird. Zusätzlich mißt diese Armatur 2 permanent den vorhandenen Istdurchfluß und registriert die Rücklauftemperatur TRL des Fluids. Die Armatur selbst bleibt in dem beim Strangabgleich eingestellten, teilgedrosselten Zustand. Sie entspricht damit einem Zustand, wie er beim üblichen statischen Strangabgleich erzeugt wird.

Die mit der Armatur 2 verbundene Auswerteeinheit 16 ermöglicht mittels der stetigen Durchfluß- und Temperaturmessung eine Kalkulation des hydraulischen Bedarfs im zugehörigen Rohrleitungsstrang. Mit Hilfe des berechneten Kalkulationsergebnisses liefert die Auswerteeinheit 16 ein Signal an eine Pumpenregleinheit 1.1, welche die Drehzahl der Pumpe verändert. Da die für eine gesamte Anlage wichtigsten, möglicherweise alle Stränge, in gleicher Art reagieren, muß mit der Pumpenregleinheit 1.1 nur noch sichergestellt werden, daß der von der Auswerteeinheit 16 der Drosselarmatur 2 gemeldete größte Bedarf gerade noch erreicht wird. Die hier nur angedeuteten weiteren Rohrleitungsstränge 8, 9 sind in gleicher Weise mit der Drosselarmatur 2 ausgerüstet und mit der Pumpenregelung 1.1 verbunden. Eine solche Regelcharakteristik einer Pumpe 1 stellt sicher, daß kein Strang unterversorgt wird, aber auch keine unnötige Überversorgung mit ihren nachteiligen Auswirkungen auftritt. Die Kalkulation des für den Strang notwendigen Bedarfes kann zweckmäßigerweise mit einer Fuzzy-Regelung erfolgen. Dazu werden zwischen den Extremwerten einer großen Durchflußmenge und einer hohen Rücklauftemperatur sowie einer kleinen Durchflußmenge im Strang mit tiefer Rücklauftem-



peratur verschiedene Zwischenwerte festgelegt, mit deren Hilfe unter Berücksichtigung eines zeitlichen Verlaufes eine Tendenzbewertung möglich wird. Damit ist es der Auswerteeinheit möglich, dem Pumpenregler ein Signal zu senden, aufgrund dessen im Regler entschieden wird, ob die von der Pumpe gelieferte momentane Förderhöhe gehalten, erhöht oder verringert werden soll. Dies entspricht in etwa einem Dreipunktverhalten eines Reglers.

Die mit der Pumpenregelung verbundene Armatur, die im Rücklauf des Transportsystems angeordnet ist, ermittelt über die gemessene Rücklauftemperatur  $T_R$  grob den Belastungszustand der vorgelagerten Verbraucher. Dies erfolgt anhand der Annahme, daß bei einer niedrigen Rücklauftemperatur bei den Verbrauchern auch eine entsprechend niedrige Last anliegt. In Verbindung mit dem von der Armatur gemessenen Durchfluß  $Q_{ist}$  und unter Bewertung der zeitlichen Änderung des Durchflusses und auch der Temperatur  $T_R$  kann ein Trend ermittelt werden, der es erlaubt, den Belastungszustand des Transportsystemes ausreichend genau zu kalkulieren. Dies hat den Vorteil, daß die Pumpe immer nur die notwendige hydraulische Leistung liefert, die für einen problemlosen Betrieb der nachgeordneten Verbraucher notwendig ist.

In einem besonderen Betriebszustand, bei dem im Transportsystem eine sehr geringe Last mit hohen Pumpendruck besteht, kann eine Überversorgung derjenigen Stränge erfolgen, die nahe der Pumpe angeordnet sind. Um dies zu vermeiden, wird die Drosselarmatur **2** mit einem zusätzlich gestrichelt dargestellten eigenständigen Antrieb **12** ausgerüstet. Die Auswerteeinheit **16** der Drosselarmatur **2** errechnet den notwendigen Solldurchfluß und veranlaßt bei dessen Überschreitung einen Stelleingriff mit Hilfe des Antriebes **12**. Die Drosselarmatur **2** wird somit teilweise geschlossen, wodurch ein Eindrosseln stattfindet, welches die Überschreitung des Solldurchflusses verhindert bzw. korrigiert.

In **Fig. 10** ist ein Regelschema gezeigt, bei dem eine Pumpe **1** mit förderstromabhängiger Sollwertkorrektur eingesetzt ist. Die verbraucherseitig im Rücklauf vor dem Sammler SA angeordnete Armatur **2** wirkt als autarke Durchflußregel-einrichtung. Die Messung des Volumenstroms  $Q$  und der Rücklauftemperatur  $T_{RL}$  wird in der Auswerteeinheit in ein Regelsignal umgewandelt, welches ein Stellsignal an den Motor des Drosselorgans der Armatur liefert. Somit wird nur bei einem Überschreiten des Solldurchflusses eine Eindrosselung des Rücklaufes vorgenommen. Die förderstromabhängig regelte Pumpe registriert die Änderung des hydraulischen Widerstandes und kann mit ausreichender Genauigkeit die für das Transportsystem notwendige Förderhöhe zur Verfügung stellen.

In der **Fig. 11** ist ein Kreislauf eines Transportsystemes gezeigt, bei dem 2 parallel betriebene Pumpen in ihrer Drehzahl durch einen Frequenzformer **22** veränderbar sind. Mit Hilfe einer Differenzdruckfassung  $\Delta P$  werden die Druckverhältnisse vor und hinter den Pumpen **1** erfaßt und einem Pumpenregelsystem **19** mit Regler **23** zugeführt. Entsprechend den dort hinterlegten Regelanforderungen wird die Drehzahl der Pumpe bedarfsgerecht verändert. Im sogenannten Vorlauf des Transportsystemes, d. h. auf der Druckseite der Pumpen, ist eine Drosselarmatur **2** mit Volumenstromerfassung **3** und Stellantrieb **12** gezeigt. Die Auswerteeinheit **16** liefert ein Volumenstromsignal  $Q$  über eine Signalleitung **20** an einen Sollwertgenerator **21**. Dieser erzeugt anhand einer abgelegten Kennlinie einen Sollwert für das  $\Delta P$  in Abhängigkeit vom Volumenstrom als Führungsgröße für den Regler **23** im Pumpenregelsystem **19**. Weiterhin registriert die Drosselarmatur **2** gleichzeitig die Vorlauftemperatur und führt sie einer Regeleinheit **24** zu. Als Alternative ist es möglich, die Außentemperatur  $T_A$  zu erfassen und ebenfalls der Regeleinheit **24** der Drosselarmatur **2** einzuspeisen. Der in dem Transportsystem für die Verbraucher  $V_1$ ,  $V_2$  erforderliche Volumenstrom wird somit bedarfsgerecht in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur  $T$  und/oder einer Außentemperatur  $T_A$  bestimmt. Durch die Verwendung des kostengünstigen Volumenstromgebers in Form einer Drosselarmatur ist eine solche Einrichtung auch wirtschaftlich konkurrenzfähig.

Die **Fig. 12** zeigt die mögliche Veränderung der Anlagenkennlinien in einem System gemäß **Fig. 11**.

Die **Fig. 12** zeigt die Funktionsweise des Pumpenregelsystems mit einer bekannten, von Förderstrom abhängigen Regelkennlinie RK. Hierbei reagiert das Pumpenregelsystem lediglich auf die Veränderungen der Anlagenkennlinien, welche durch das Drosselverhalten der Verbraucher  $V_1$  und  $V_2$  und dem Drosselzustand der Drosselarmatur **2** bewirkt werden.

Im Neun-Betriebs-Punkt BP1 sind beide Verbraucher sowie die Drosselarmatur voll geöffnet. Dieser Zustand ist normalerweise im Vollastfall bei niedrigster Außentemperatur mit hoher Vorlauftemperatur gegeben.

Bei reduzierter Vorlauftemperatur (z. B. Nachtabsenkung) verlangen die Verbraucher  $V_1$ ,  $V_2$  einen größeren Volumenstrom, um ihren Leistungsbedarf zu befriedigen. Dieser hohe Volumenstrom ist aber unerwünscht.

Die Drosselarmatur **2** mit Vorlauftemperaturmessung und Volumenstrommessung, Auswerteeinheit **16** sowie Regeleinrichtung ermittelt nun über die Messung der Vorlauftemperatur alternativ die Außentemperatur des Absenkbereiches bzw. Teillastzustandes. Sie drosselt nunmehr zusätzlich den Volumenstrom hinter den Pumpen ein, so daß bei einer Vorlauftemperatur von z. B.  $80^\circ\text{C}$  der Betriebspunkt BP2 erzwungen wird. Fällt die Vorlauftemperatur weiter auf  $60^\circ\text{C}$  ab, wird durch zusätzliches Drosseln der Armatur **2** schließlich der Betriebspunkt BP3 erzwungen.

Das Ausführungsbeispiel der **Fig. 13** zeigt einen Verteilerkreislauf  $\gamma$  eines Transportsystemes in Form einer Warmwasserheizanlage. In dieser **Fig. 13** wurde auf die vollständige Darstellung des Erzeugerkreislaufes verzichtet. Die Pumpe **9** im Strang **7** entnimmt dem Verteiler VT das Fluid und gibt es über die Verbraucher  $V_1$ ,  $V_2$  an einen Sammler SA zurück. Hier ist das eigenständige Regelverhalten in einem Verteilerkreislauf eines größeren Energieverteilungssystems mit einer Vielzahl von Nebensträngen gezeigt, die aus Gründen einer besseren Übersichtlichkeit nicht dargestellt, sondern nur angedeutet werden. Bei diesem Ausführungsbeispiel erfolgt die Anpassung der Wärmeleistung durch Regelung der Vorlauftemperatur mittels Beimischung von im allgemeinen kühleren Fluid aus dem Rücklauf. Die Vorlauftemperatur wird dabei in Abhängigkeit von der Außentemperatur  $T_A$  geregelt. Innerhalb dieses Stranges **7** übernimmt eine Pumpe **9** die Verteilung des Fluids zu den einzelnen Verbrauchern  $V_1$ ,  $V_2$ . Eine solche Lösung mit separaten Umwälzpumpen **9** in Nebensträngen **7** findet häufig bei großen Heizungsanlagen Verwendung. Sie bestehen in der Regel aus vielen parallel angeordneten Strängen, die jeweils einzelne Gebäudeteile versorgen.

In der Vorlaufleitung des Nebenstranges **7** ist ein Absperrventil **25** zwecks Absperrung des gesamten Stranges angeordnet, wobei ein entsprechendes Absperrventil **26** auch in der Rücklaufleitung befindlich ist. In der Vorlaufleitung ist vor der Pumpe ein 3-Wege-Mischventil **4** eingebaut, welches in Abhängigkeit von der Außentemperatur  $T_A$  eine Beimischung kälteren Rücklauffluids durch die Leitung **10** in die Vorlaufleitung gewährleistet. Dem Mischventil **4** ist eine

Pumpe **9** nachgeordnet und auf der Druckseite der Pumpe **9** ist in der Vorlaufleitung eine Drosselarmatur **2** mit einem elektronischen Volumenstromsensor **3** angeordnet. Vorzugsweise ist der Sensor in die Drosselarmatur **2** integriert. Eine motorische Stelleinrichtung **12** für die Drosselarmatur **2** hat sich als vorteilhaft erwiesen. Die Verbraucher **V1**, **V2** mit zugehörigen Thermostatventilen **11** sorgen für eine Energieabgabe am Ort der Verbraucher **V1**, **V2**. Das Fluid strömt dann von den Verbrauchern **V1**, **V2** durch die Rücklaufleitung zurück zu dem Sammler **SA**. Das Drosselventil **2** mit dem Volumenstromsensor **3** kann ebenso gut auch in der Rücklaufleitung angeordnet sein. Bei der Verwendung von Sensoren, die zur Volumenstrommessung auf eine notwendige Einlaufstrecke angewiesen sind, wäre dies ein günstigerer Ort.

Der Energiebedarf der Verbraucher ist primär von der Außentemperatur  $T_A$  abhängig, weshalb die Außentemperatur  $T_A$  zur Regelung der Vorlauftemperatur  $T_V$  in der Vorlaufleitung herangezogen wird. Das 3-Wege-Mischventil **4** mischt Rücklaufwasser aus der Rücklaufleitung über den Bypass **10** und Vorlauffluid aus dem Vorlauf solange, bis die der jeweils vorherrschenden Außentemperatur  $T_A$  anlagenseitig zugeordnete Vorlauftemperatur  $T_V$  erreicht ist. Die Energieaufnahme der Verbraucher **V1**, **V2** an die zu beheizenden Orte ist praktisch ausschließlich abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Verbraucher und Umgebungsluft sowie dem Wärmeübergang auf die Luftseite. Die durch die Verbraucher **V1**, **V2** fließende Fluidmenge hat bei den üblicherweise eingesetzten Heizkörpern nur einen vernachlässigbaren Einfluß. Das in dem System zirkulierende Fluid hat primär die Aufgabe zum Transport der benötigten Energie, im vorliegenden Fall als der benötigten Wärmemenge. Diese ist proportional dem Produkt aus Fluidmenge und Fluidabkühlung. Diese wärmetechnische Gesetzmäßigkeit erlaubt es, parallel zu einer Regelung der Vorlauftemperatur  $T_V$  auch eine Regelung der umgewälzten Fördermenge vorzunehmen, unter Beibehaltung der gewünschten Regelgüte. Ein geringer Einfluß einer Fördermengenreduzierung auf die Wärmeleistung eines Verbrauchers kann durch eine geringfügige Korrektur der Abhängigkeit der Vorlauftemperatur  $T_V$  von der Außentemperatur  $T_A$ , auch bekannt als Heizkennlinie  $T_V = f(T_A)$ , oder auch durch die an den Verbrauchern angeordneten Thermostatventilen **11** selbst kompensiert werden. Dies ermöglicht, bei bestehenden Anlagen durch Austausch einer Absperrarmatur und deren Ersatz durch eine Drosselarmatur mit Volumenstrommessung die Energieeinsparung auch bei Altanlagen zu realisieren.

Die Reduzierung der von der Pumpe umzuwälzenden Fördermenge führt zu einer etwa proportionalen Energieeinsparung. Im nur selten auftretenden sogenannten Vollastfall wird auch die bei heutigen Anlagen notwendige gleiche Fördermenge umgewälzt. Mit steigender Außentemperatur erfolgt eine Reduzierung der Fördermenge nach einer einstellbaren Fördermengenkennlinie in Abhängigkeit von der Außen- oder Vorlauftemperatur. Damit ergibt sich eine Reduzierung der Fördermenge, die im extremen Teillastbereich bis zu etwa 60–80% beträgt. Eine solche Mengenreduzierung stellt kein Problem für die Stabilität der Anlage dar, da auch bei den heutigen Anlagen diese Betriebszustände kurzzeitig auftreten, z. B. bei extremer Sonneneinstrahlung in zu beheizende Räume oder beim Abstellen von Thermostatventilen in mehreren Räumen. Die in **Fig. 13** gezeigte, für den jeweiligen Strang Verwendung findende eigenständige Regelelektronik **27**, ermöglicht im jeweiligen Strang die Energieeinsparung.

Verwendet man eine gemeinsame Regelelektronik **28** für ein aus mehreren Strängen bestehendes gesamtes Transportsystem (vergl. **Fig. 17**), so kann die Abhängigkeit der sogenannten Heizkennlinie von der Fördermengenkennlinie in der gemeinsamen Regelelektronik berücksichtigt werden. Da Warmwasserheizungsanlagen während einer Heizperiode überwiegend im Teillastbereich laufen, sind Einsparungen in der Größenordnung von 30–50% der Pumpenantriebsenergie möglich.

Die **Fig. 14** zeigt dies anhand der Regelkennlinien **RK** für eine Drehzahl geregelte Pumpe. Bei einem herkömmlichen Transportsystem mit konstanter Fördermenge liegt während der gesamten Betriebszeit der Betriebspunkt bei **B**, dem Auslegungspunkt der maximalen Fördermenge. Bei einem erfindungsgemäßen Transportsystem mit variabler Fördermenge liegt aufgrund der mittleren jährlichen Außentemperatur die Fördermenge im Betriebspunkt **A**. Hierbei sind Einflüsse durch Thermostatventile bzw. Nacht- und Wochenendabsenkung nicht berücksichtigt.

Ähnliche Verhältnisse ergeben sich bei drehzahlgeregelten Pumpen mit Regelkennlinien, die eine zusätzliche Abhängigkeit von der Außen- bzw. Vorlauftemperatur aufweisen.

Bei der Darstellung in **Fig. 15** wurde im Unterschied zu **Fig. 13** deren Mischventil **4** durch zwei Drosselarmaturen **2.1**, **2.2** mit Stellantrieb **12** ersetzt. Die Drosselarmatur **2.1** ist in der Vorlaufleitung vor der Einmündung einer Beimischleitung **10** angeordnet, wobei die Beimischleitung **10** eine zweite Drosselarmatur **2.2** aufweist. Eine solche Anordnung ist kostengünstiger als die in **Fig. 13** gezeigte Kombination aus 3-Wege-Mischventil **4** und einer Drosselarmatur **2**. Die Funktionalität der hier verwendeten beiden Drosselarmaturen **2.1**, **2.2** ist analog der Funktionalität der Ausführungsform in **Fig. 13**.

Eine elektronische Auswerteeinheit **29** koordiniert in diesem Ausführungsbeispiel das Zusammenwirken der einzelnen Teile, wobei die Information über den Volumenstrom von den beiden Drosselarmaturen über den integrierten Volumenstromsensor **3.1**, **3.2** geliefert werden.

Die Drosselarmatur **2.2** kann bei einer einfachen Ausführungsform bei gleicher Funktionalität auch durch ein federbelastetes Überströmventil ersetzt werden, wodurch eine weitere Kostenreduzierung erreicht wird.

In der **Fig. 16** ist ein Diagramm einer Heizungsanlage gezeigt, die für eine Vorlauftemperatur von 90° Celsius, eine Rücklauftemperatur von 70° Celsius und einer zu erreichenden Raumtemperatur von 20° Celsius ausgelegt wurde. Wird eine solche Anlage in herkömmlicher Weise mit einer konstanten Fördermenge betrieben, so entspricht dies der horizontalen Fördermengenkennlinie **a**. Erfolgt dagegen eine Reduzierung der Fördermenge im Wärmeteillastbereich, dann erhält man erfindungsgemäße Fördermengenkennlinien, wie z. B. die gezeigte Fördermengenkennlinie **b**. Aus dem Diagramm ist ablesbar, daß bei einer nur wenige Grade betragenden Erhöhung der Vorlauftemperaturen um den Wert **x** eine erhebliche Reduzierung der Fördermenge um den Betrag **y** eintritt. Die gestrichelt eingezeichneten Kurven **c** sind Kurven gleicher Wärmeleistung der Heizkörper bzw. der Verbraucher.

Die **Fig. 17** zeigt ein Transportsystem, welches aus mehreren miteinander hydraulisch gekoppelten, aber beispielhaft mit nur zwei dargestellten Strängen **7**, **8** besteht. Es wird ein Beispiel einer Großheizungsanlage beschrieben, bei der ab einer bestimmten Größenordnung die Wärmeleistung auf mehrere Erzeuger **E1**, **E2** aufgeteilt ist. Bei den Erzeugern handelt es sich um mehrere parallel geschaltete Kessel, die unter Zwischenschaltung einer hydraulischen Weiche **HW** mit einem Zwischenkreislauf verbunden sind. Der Zwischenkreislauf hat die Aufgabe, das vom Erzeugerkreislauf gelieferte



energiereiche Fluid auf mehrere Verbraucherkreisläufe 7, 8 zu verteilen. Zu diesem Zweck fördert eine im Zwischenkreislauf angeordnete Pumpe 30 das Fluid in einen Vorlaufverteiler VT, von dem aus die Vorlaufleitungen der verschiedenen – im Ausführungsbeispiel sind aus Platzgründen nur 2 gezeigt – Stränge versorgt werden. Aus den Strängen strömt das energiearme Fluid einem gemeinsamen Rücklaufsammler SA des Zwischenkreislaufes zu, von wo aus es zu der hydraulischen Weiche HW zurückströmt.

Bei den bisher bekannten Transportsystemen dieser Art erfolgt nur im Erzeugerkreislauf eine gezielte Anpassung eines Mengenstromes bzw. der Wärmeleistung durch Zu- und Abschaltung von einzelnen Erzeugern, auch als Kesselfolgeschaltung bekannt. Im Teillastbetrieb eines solchen hydraulischen Gesamtsystems wird bisher in nachteiliger Weise ein zu großer Mengenstrom umgewälzt, da selbst beim Abschalten von einzelnen Verbrauchern in den Verbraucherkreisläufen der Mengenstrom im Zwischenkreislauf unverändert bleibt. Zusätzlich wirkt sich die Trägheit dieses hydraulischen Gesamtsystems nachteilig aus. Veränderungen der Mengenströme bzw. der Wärmeleistungen der Verbraucher werden nur mit erheblicher Verzögerung in Form einer Temperaturveränderung an den Erzeugerkreislauf weitergegeben. In gleicher Weise verzögert sich ein Anfahren oder Abfahren von notwendigen Erzeugern, so daß es entweder zu einer Unterversorgung oder zu Wärmeverlusten durch nicht rechtzeitig abgeschaltete Kessel kommt. Bei plötzlichen Zunahmen des Energiebedarfs auf Seiten der Verbraucher in den Verbrauchersträngen kann ungünstigenfalls zu kaltes Fluid aus dem Rücklauf bis in die Erzeuger gelangen und dort zu Schäden führen.

Solches wird verhindert, indem in den einzelnen Strängen oder Kreisläufen Drosselarmaturen 2 mit Einrichtungen 3 zur elektronischen Volumenstromerfassung angeordnet sind. Diese Armaturen sind mit einer zentralen Reglereinheit 28 verbunden, in welche sie die permanent gemessenen Volumenströme einspeisen. Der Regler 28 wiederum liefert Stellsignale an die Stellmotoren 12 der Drosselarmaturen 2, um im Bedarfsfall im jeweiligen Verbraucherstrang oder im Zwischenkreislauf eine temporäre, an die benötigte Energiemenge bzw. Wärmeleistung angepaßte Drosselung in Abhängigkeit von der Vorlauf  $T_V$  oder Außentemperatur  $T_A$  vorzunehmen. Gleichzeitig erfolgt im Zwischenkreislauf eine Mengengpassung an die Gesamtmenge der Verbraucherstränge. Durch zusätzliche Erfassung der Temperatur am Ort der Mengengmessung ist ein direktes energiesparendes Optimieren der umgewälzten Wärmemenge möglich. Plötzliche Bedarfsänderungen der Energie bei den Verbrauchern in den jeweiligen Strängen können durch direkte Weiterleitung dieser Informationen an die Regeleinheit 28 unmittelbar und ohne Verzögerung zur Regelung der Erzeuger E1, E2 im Erzeugerkreislauf herangezogen werden. Damit ist eine Reduzierung der Verluste der Heizkessel möglich, bei gleichzeitiger Verbesserung der Versorgung der in das hydraulische System integrierten Verbraucher V1–V8.

Auch lassen sich damit bei plötzlichen und extremen Schwankungen des Energiebedarfes im Bereich der Verbraucher V1–V8 sofort und ohne Verzögerung durch entsprechende Regeleinriffe im Zwischen- und Erzeugerkreislauf Schäden an den Erzeugern E1, E2 vermeiden.

Im Verbraucherstrang 7 ist gezeigt, daß größere Verbraucher direkt mit den Volumenstrom erfassenden Drosselarmaturen 2 ausgerüstet sind. Dies ermöglicht es, den Wärmebedarf solcher wichtiger Verbraucher unmittelbar zur Regelung der Mengenströme des gesamten hydraulischen Systems heranzuziehen.

Der Verbraucherstrang 8 zeigt eine Ausführungsform, bei der eine einzelne Strangpumpe 9.2 mehrere Stränge versorgt. Die darin integrierten Drosselarmaturen 2 mit Stellantrieb 12 und elektronischer Messung des Durchflusses können durch ihre Verbindung mit der Regeleinheit 28 die Stabilität des verbrauchereigenen Regelsystems, z. B. deren thermostatische Heizkörperventile, verbessern. In Abhängigkeit von der durch die Drosselarmatur 2 gemessenen Durchflußmenge kann bei einem zu großen Druckabfall über den Verbrauchern ein Teil des unerwünschten Differenzdruckes durch Veränderung des Drosselorgans in der Armatur abgebaut werden. Weiterhin kann die Armatur zum automatischen Abschalten von Verbrauchern bzw. Nebensträngen verwendet werden, wenn die Gegebenheiten am Ort der Verbraucher dies erfordern. Somit wird die notwendige Energie zum Durchströmen dieser Systeme und die damit verbundenen Wärmeverluste vermieden.

#### Patentansprüche

1. Transportsystem, mit einem flüssigen Fluid zur thermischen Energieübertragung, wobei mindestens eine Pumpe in einem hydraulischen System ein Fluid zwischen Erzeuger und Verbraucher unter Überwindung von Rohrnetz widerständen zirkulierend umwälzt, die Verbraucher in dem hydraulischen System variable oder feste Widerstände darstellen und eine Einrichtung zur Beeinflussung der Wärmetransportleistung, insbesondere über eine Veränderung einer Vorlauftemperatur im hydraulischen System, angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß in einem Hauptstrang und/oder in mindestens einem Nebenstrang des hydraulischen Systems eine Drosselarmatur (2) mit elektronischer Volumenstrommeßeinheit (3) eingebaut ist, daß der gemessene Volumenstrom als Istwert in eine Steuereinrichtung, eine Regeleinrichtung (19, 24) oder eine Auswerteeinheit (16) einfließt, daß die Auswerteeinheit (16) eine Führungsgröße für die Regeleinrichtungen (23, 24) liefert und daß die Regeleinrichtung (23, 24) über eine Stelleinrichtung (12, 22) die Drehzahl der Pumpe (1, 9, 31) und/oder die Drosselstellung einer oder mehrerer Drosselarmaturen (2, 2.1, 2.2) verändert.
2. Transportsystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosselarmatur (2, 2.1, 2.2) und/oder die elektronische Volumenstrommeßeinheit (3) mit einem Temperatursensor versehen ist.
3. Transportsystem nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosselarmatur (2, 2.1, 2.2) mit einem Stellantrieb (12) versehen ist.
4. Transportsystem nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Auswerteeinheit (16) der Drosselarmatur (2, 2.1, 2.2) mit einem die Temperatur innerhalb oder außerhalb des hydraulischen Systems erfassenden Temperatursensor verbunden ist.
5. Transportsystem nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Temperatursensor die Vorlauf- und/oder Rücklauf-temperatur des hydraulischen Systems erfaßt.
6. Transportsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß eine oder mehrere Drosselarmaturen (2, 2.1, 2.2) mit integrierter elektronischer Volumenstrommeßeinheit (3) und Auswerteeinheit (16) in Er-

zeugerkreisläufen, Zwischenkreisläufen und/oder Verbraucherkreisläufen des Transportsystemes angeordnet sind.

7. Transportsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosselarmatur (**2**, **2.1**, **2.2**) den Pumpenförderstrom überwacht und bei gemessenen Abweichungen von einer vorgegebenen Regelkennlinie durch temporäres Verändern der Durchflußmenge den Arbeitspunkt der Pumpe (**1**) verschiebt.

8. Transportsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosselarmatur (**2**, **2.1**, **2.2**) den Volumenstrom eines Stranges (**7**, **8**) erfaßt, daß bei Überschreitung von in die Auswerteeinheit (**16**) und/oder die Regeleinrichtung (**24**) vorgegebenen Volumenstromwerten ein Drosseln des momentanen Volumenstromes erfolgt.

9. Transportsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß in der elektronischen Auswerteeinheit (**16**) der Drosselarmatur (**2**, **2.1**, **2.2**) mehrere Kennlinienpunkte und/oder Kennlinienkurven zur Generierung einer Führungsgröße für die Regeleinrichtung (**23**) hinterlegt sind.

10. Transportsystem nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß Auswerteeinheit (**16**) und Regeleinrichtung (**24**) integriert sind.

---

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

---



- Leerseite -

Fig.1

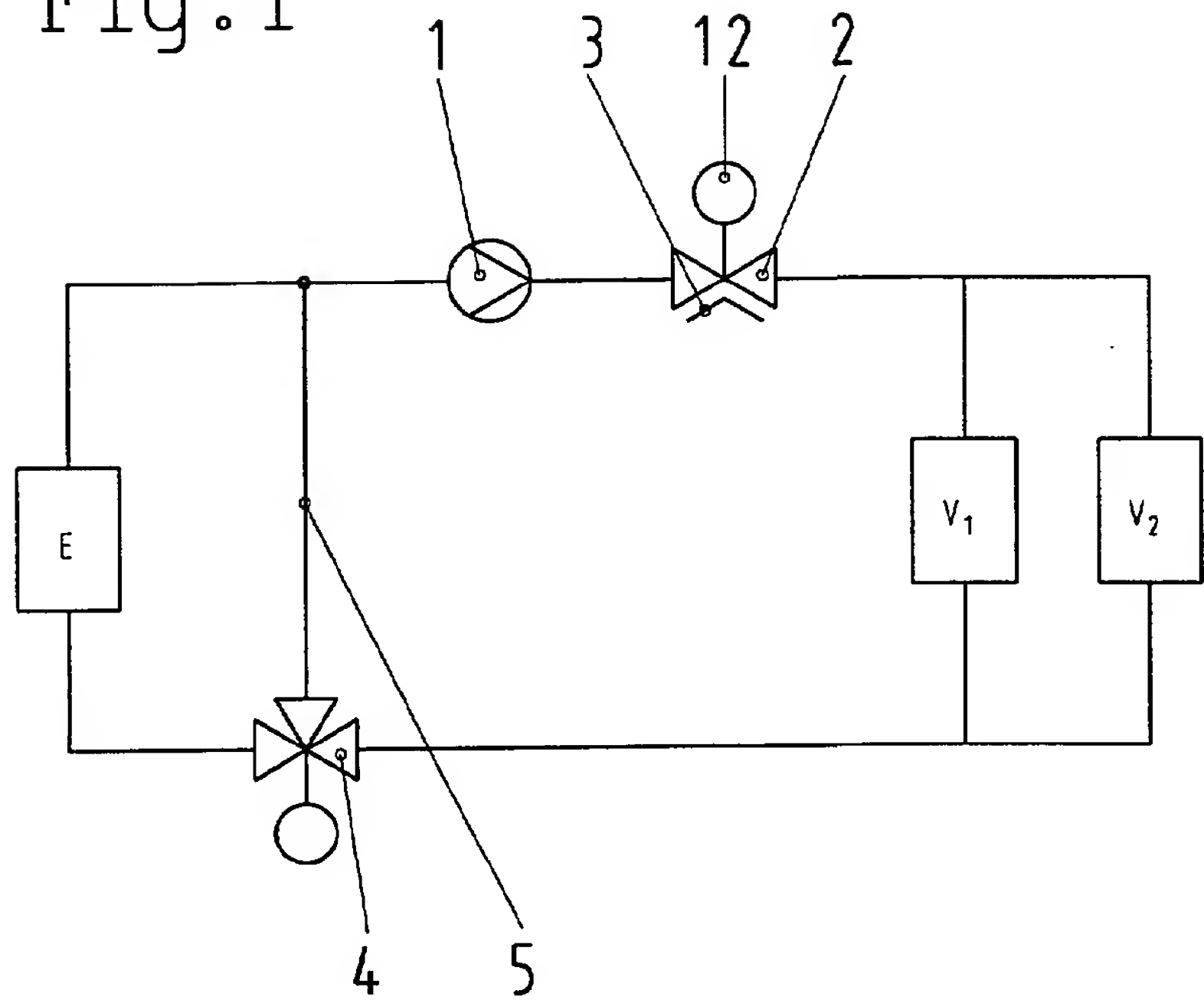


Fig.2

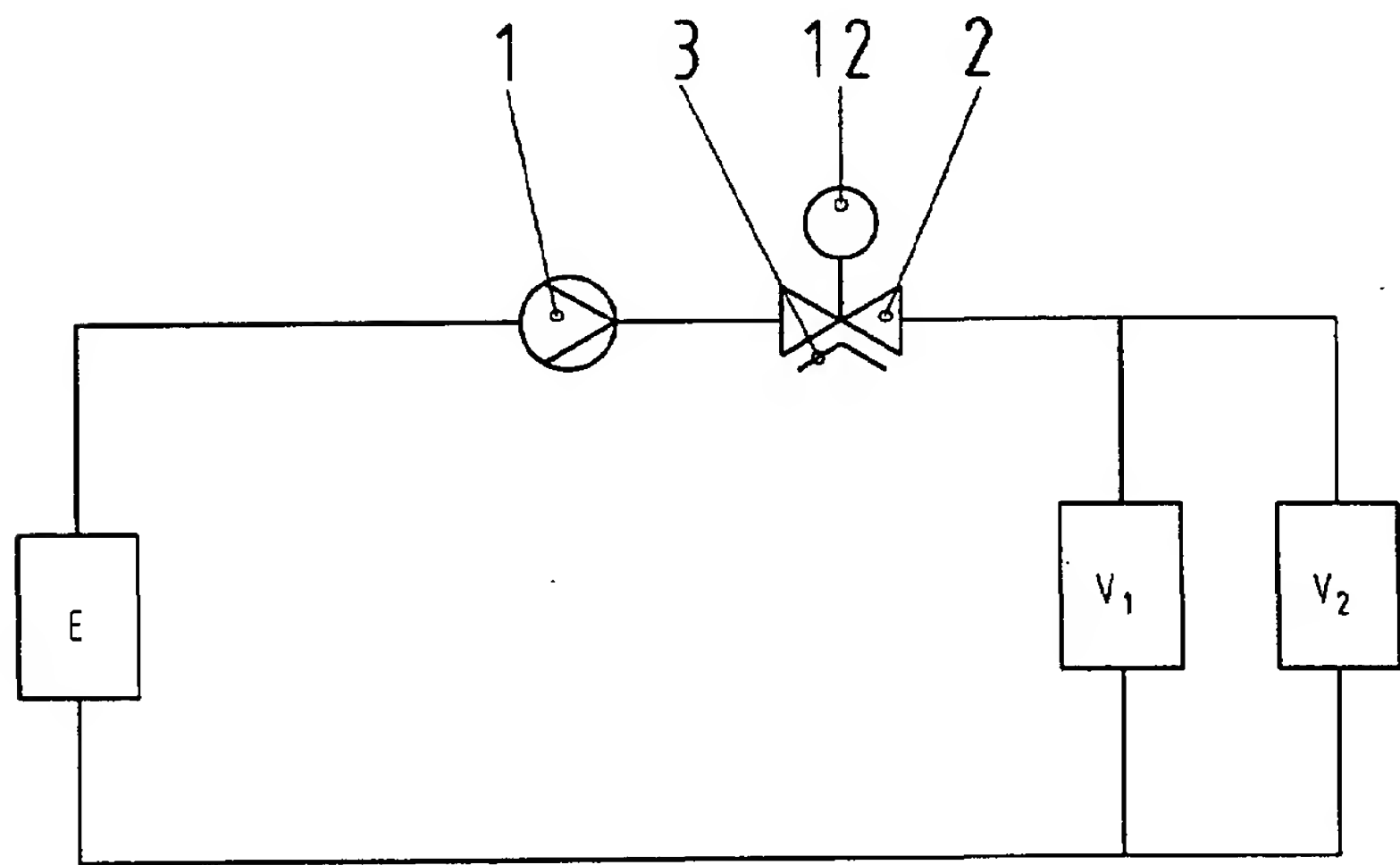




Fig. 3

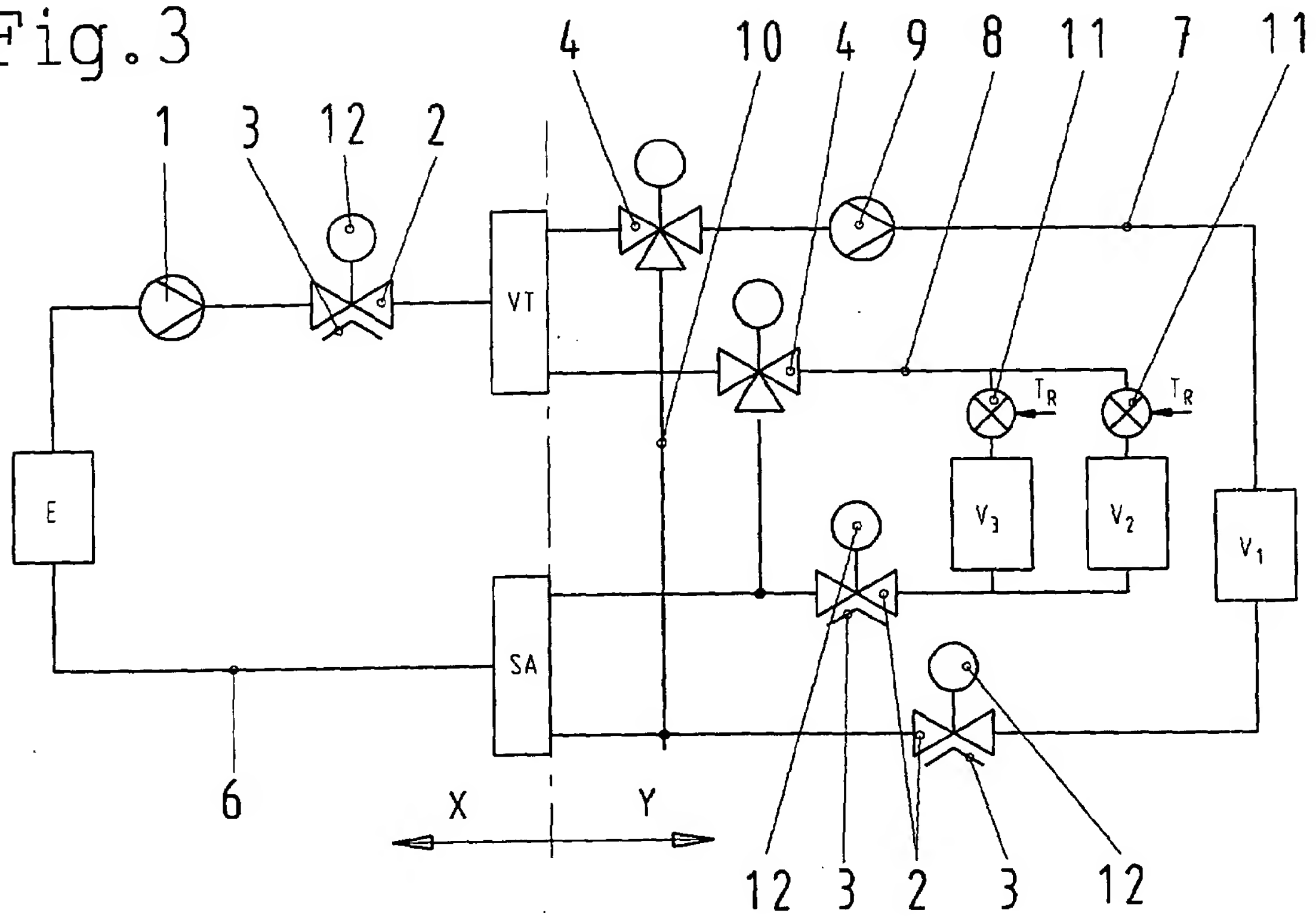


Fig. 4

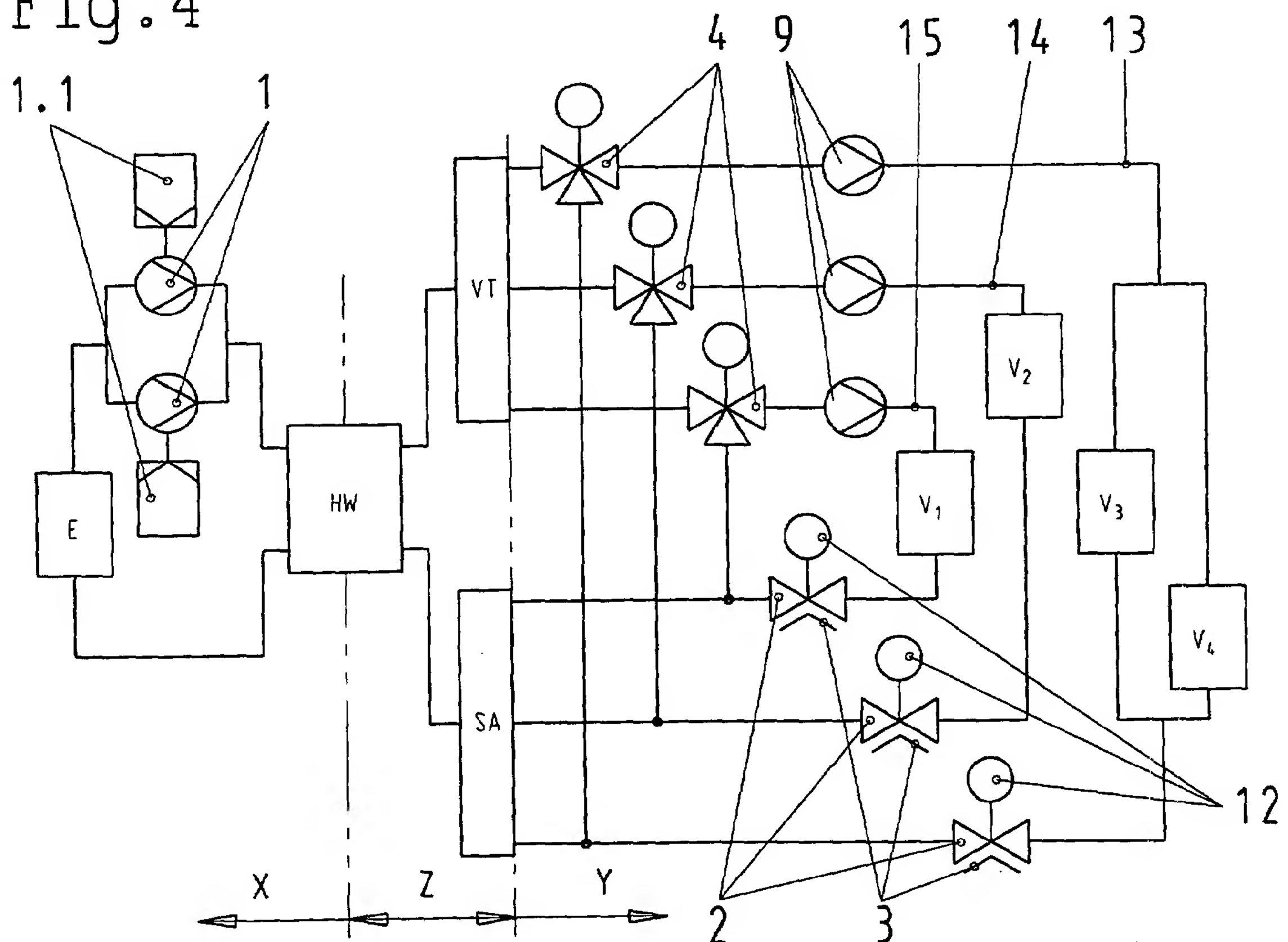


Fig.5

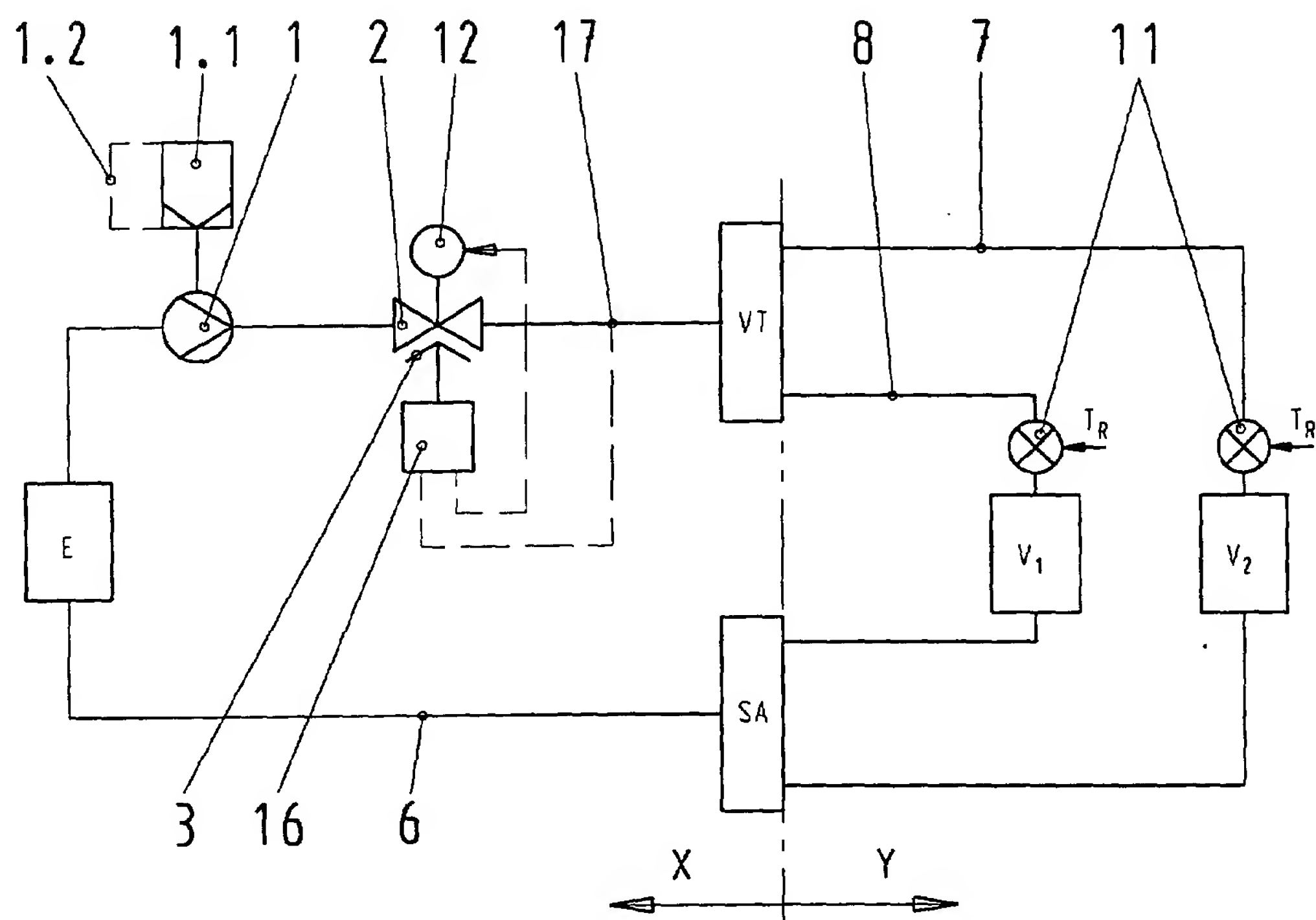


Fig.6

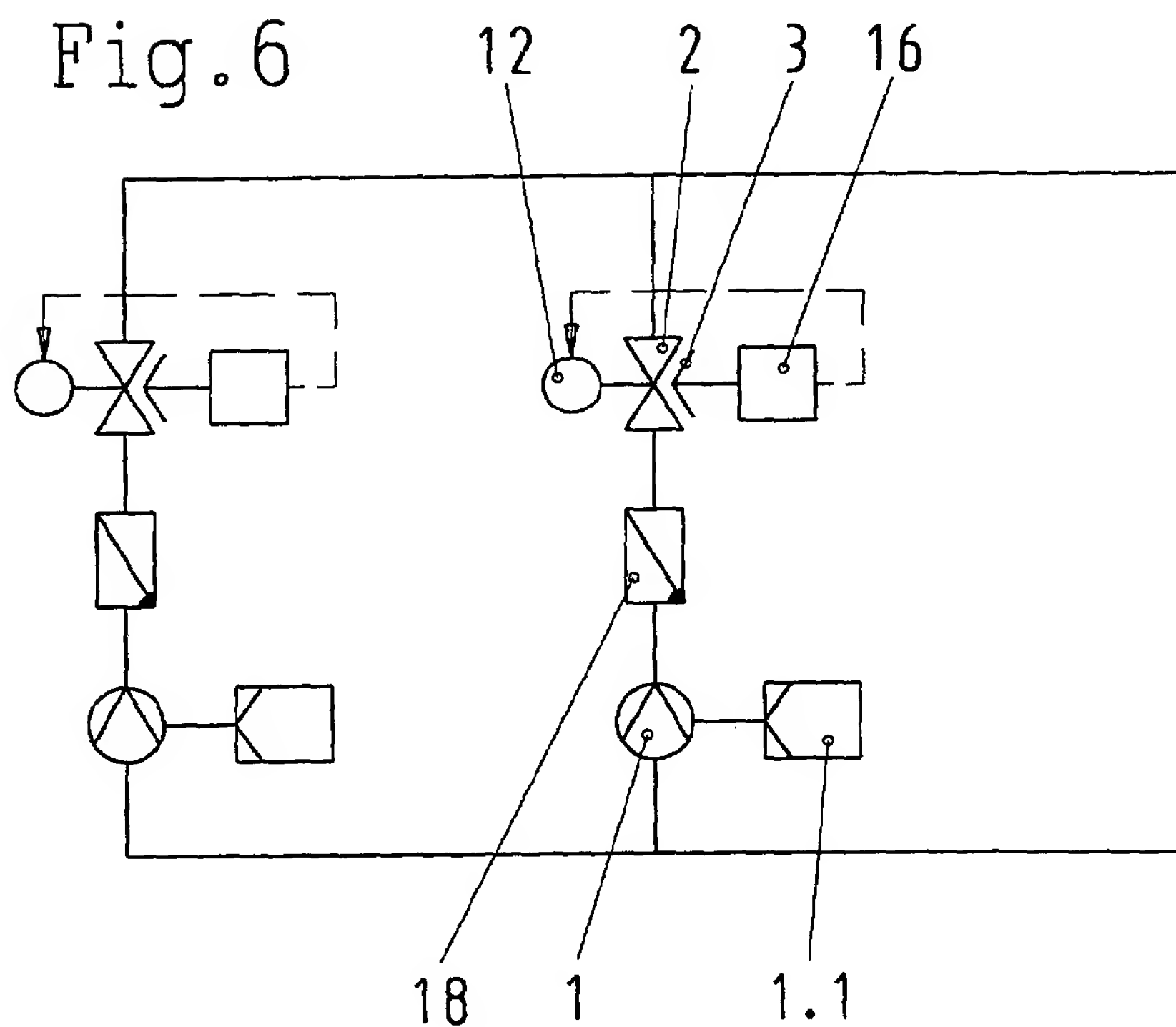




Fig. 7

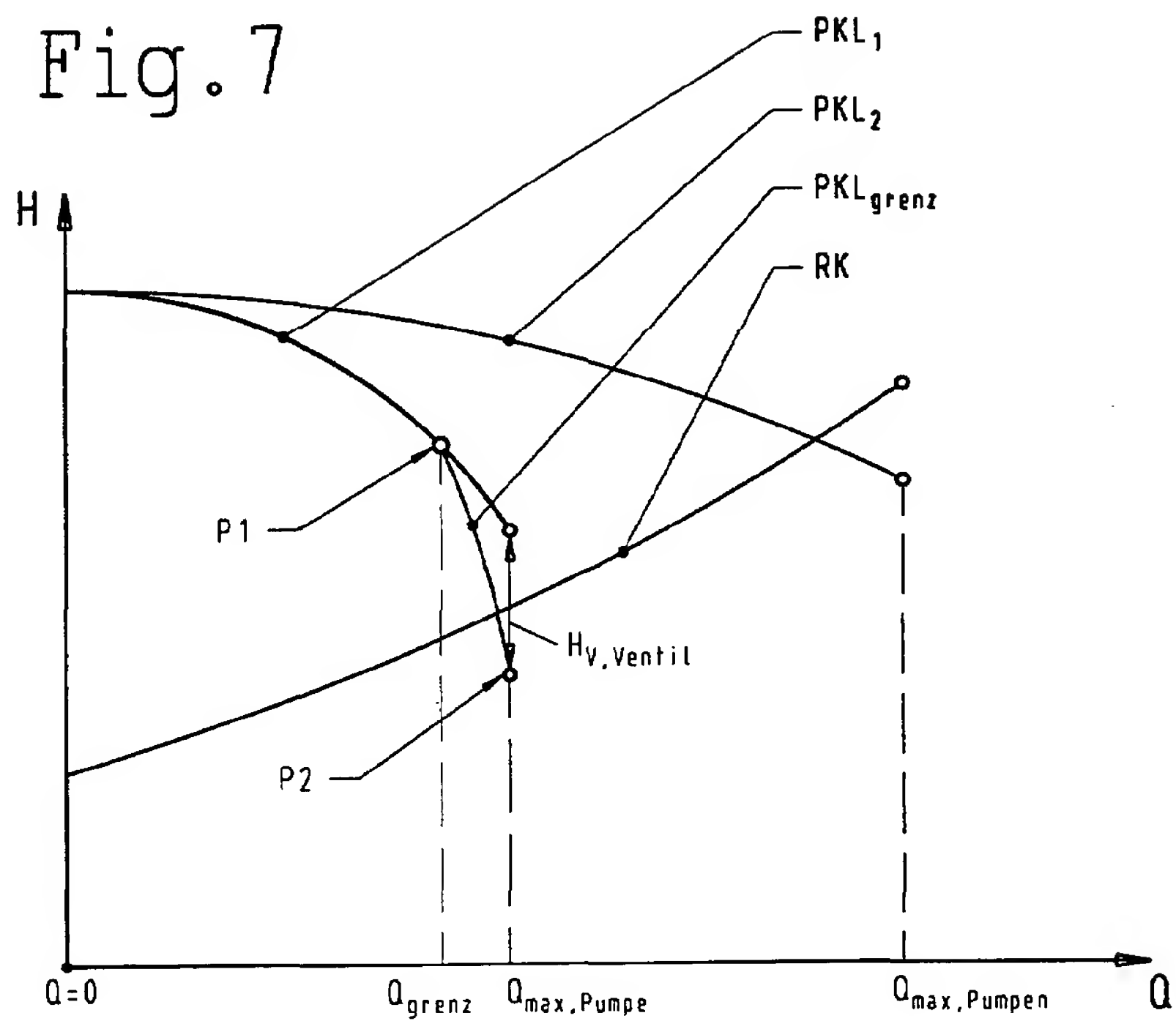


Fig. 8

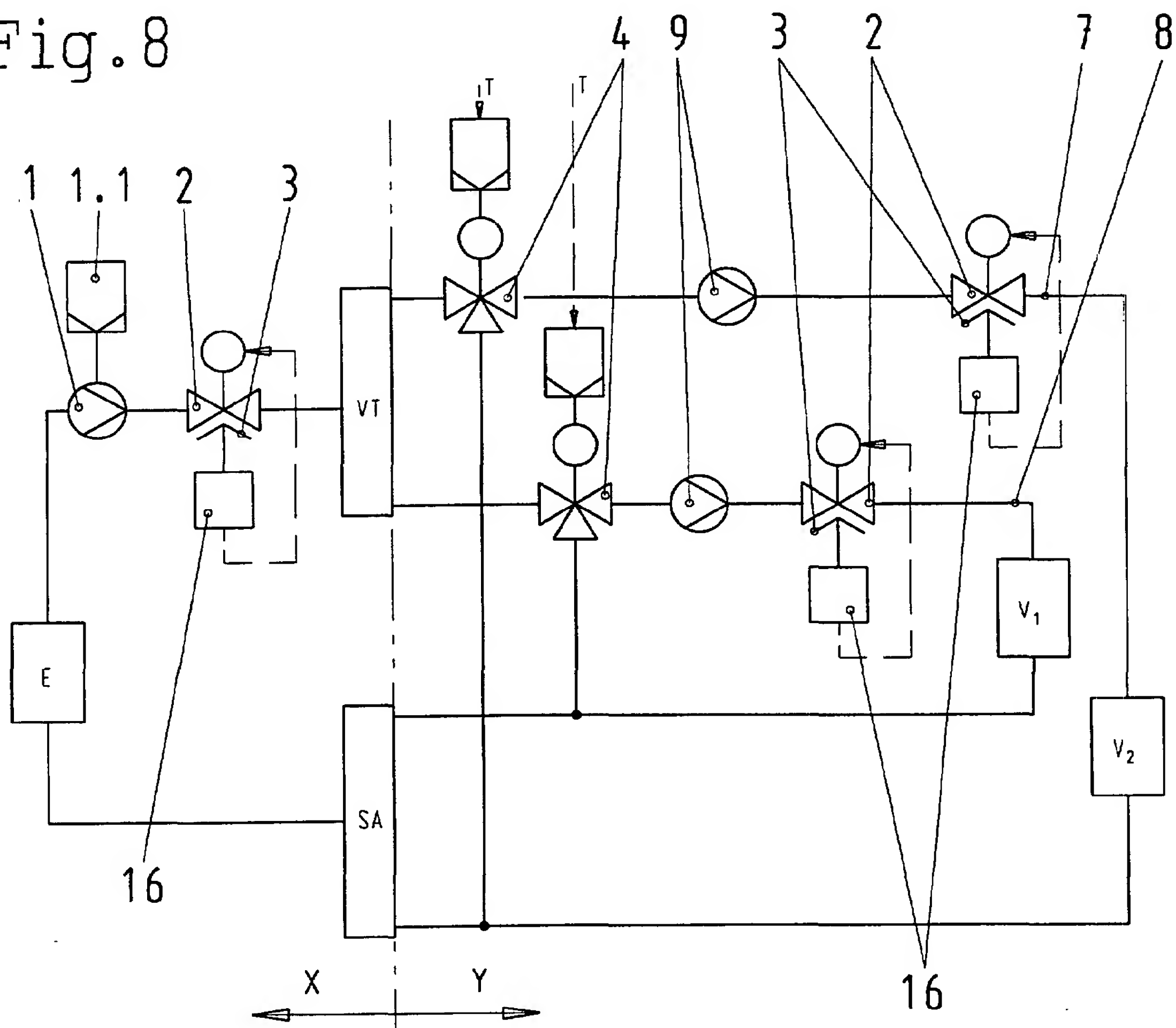


Fig.9

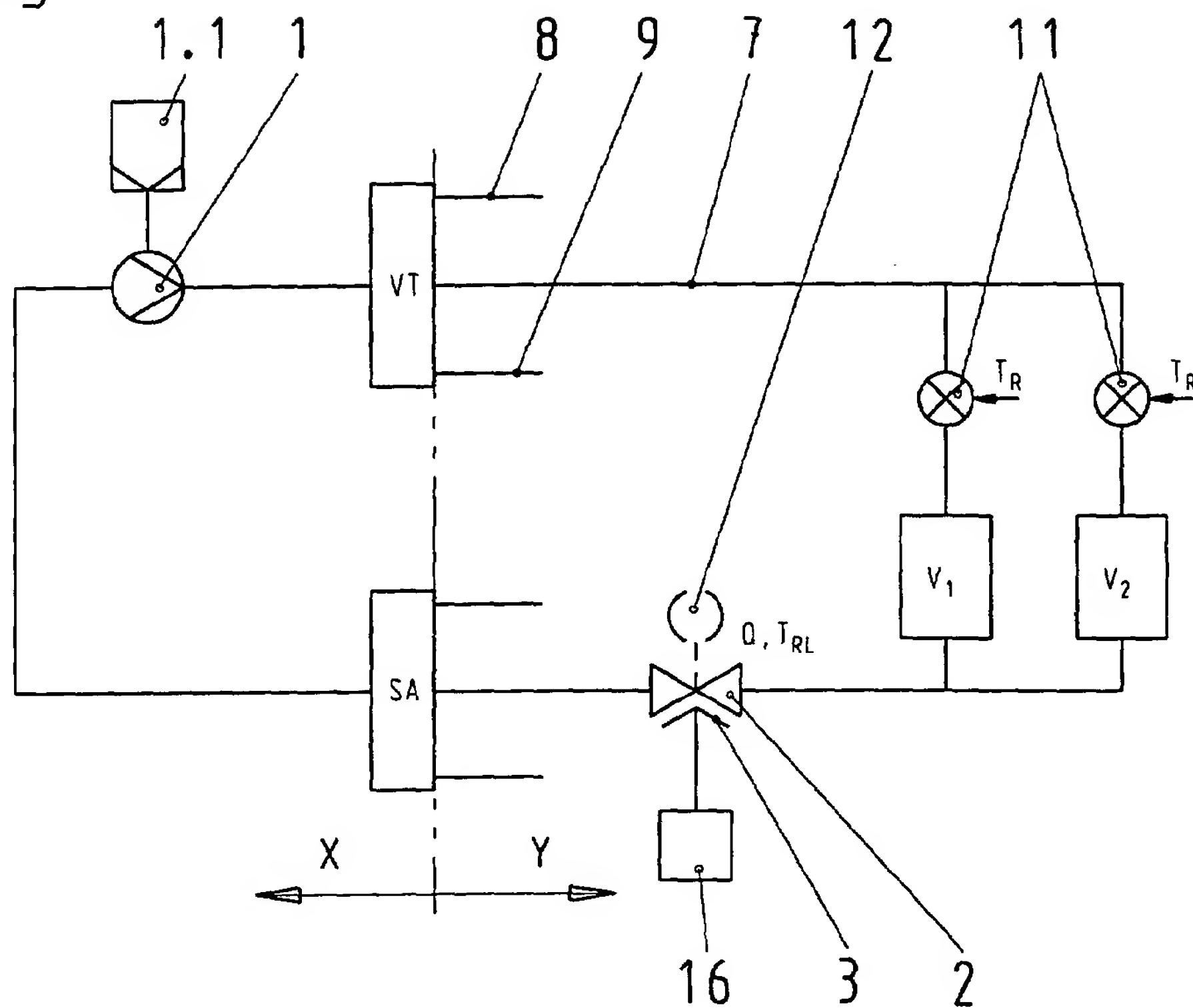


Fig.10

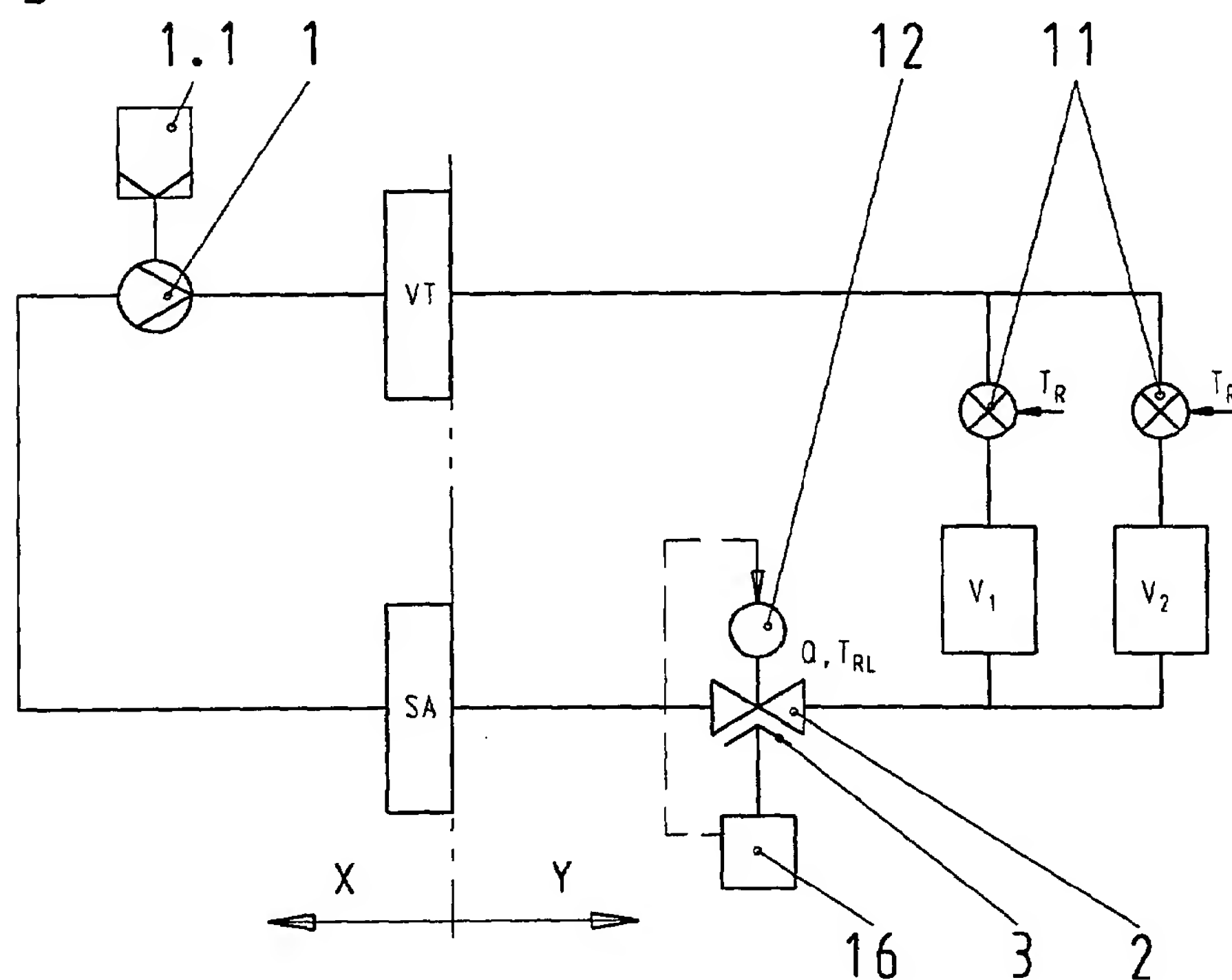




Fig.11

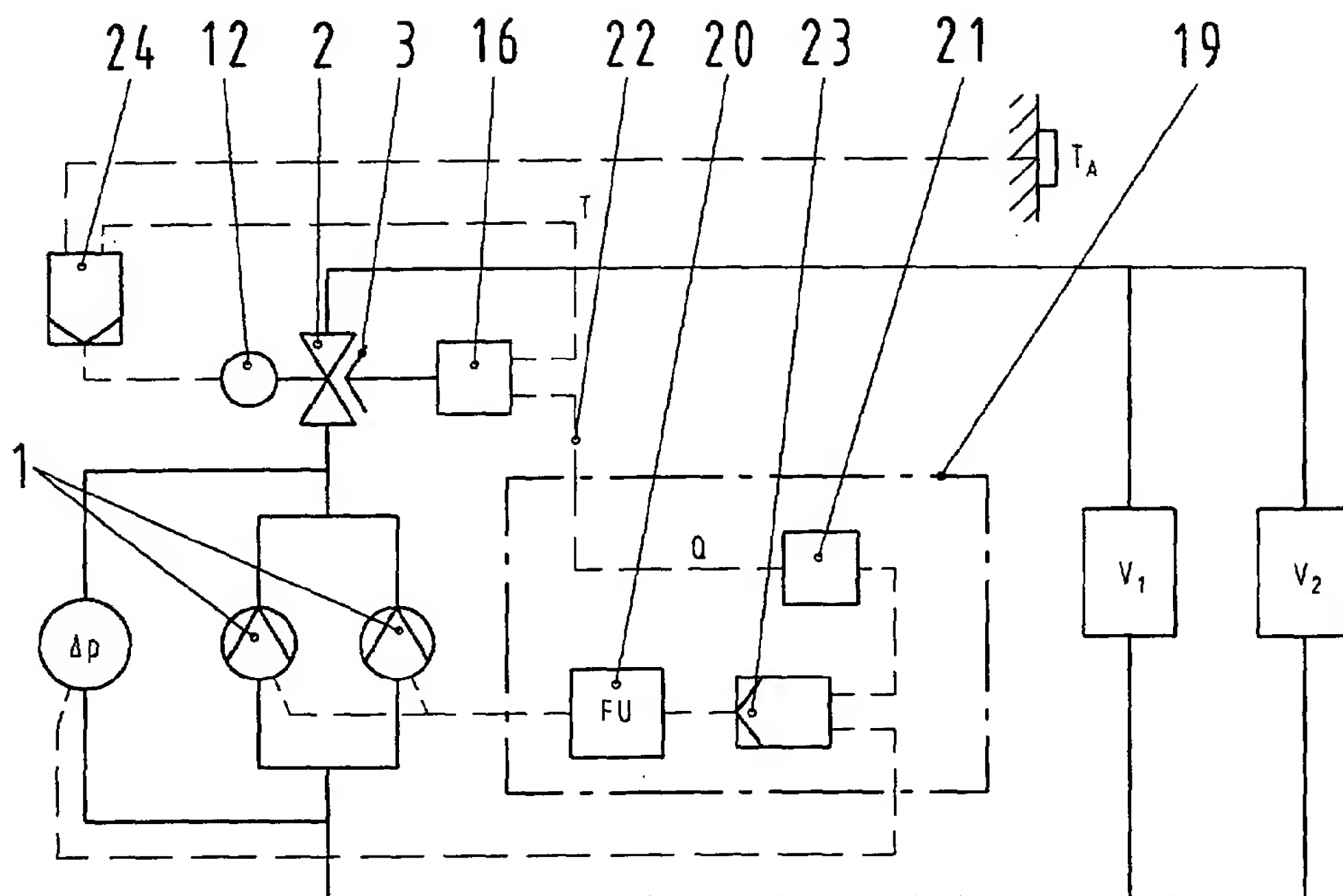


Fig.12

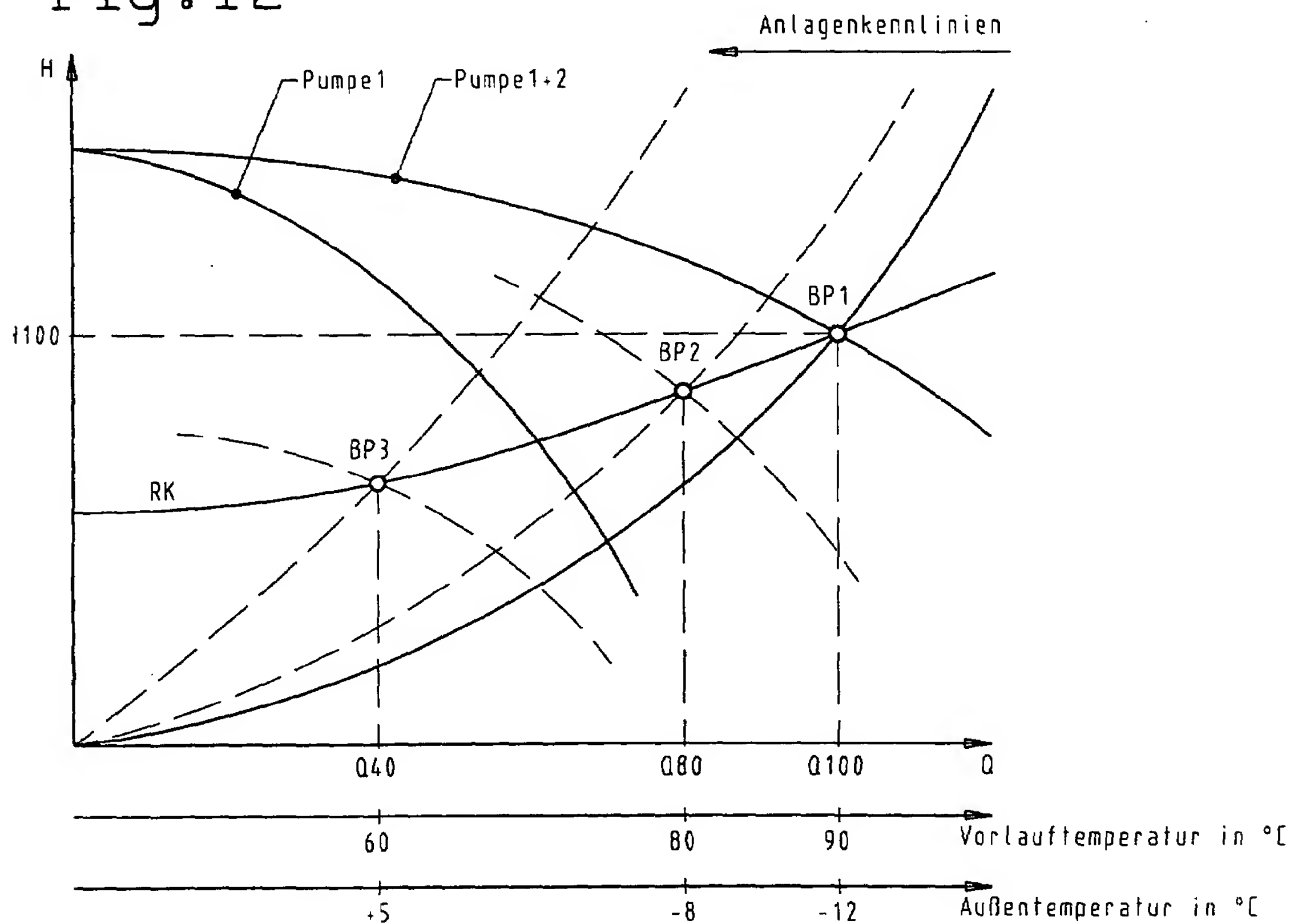


Fig.13

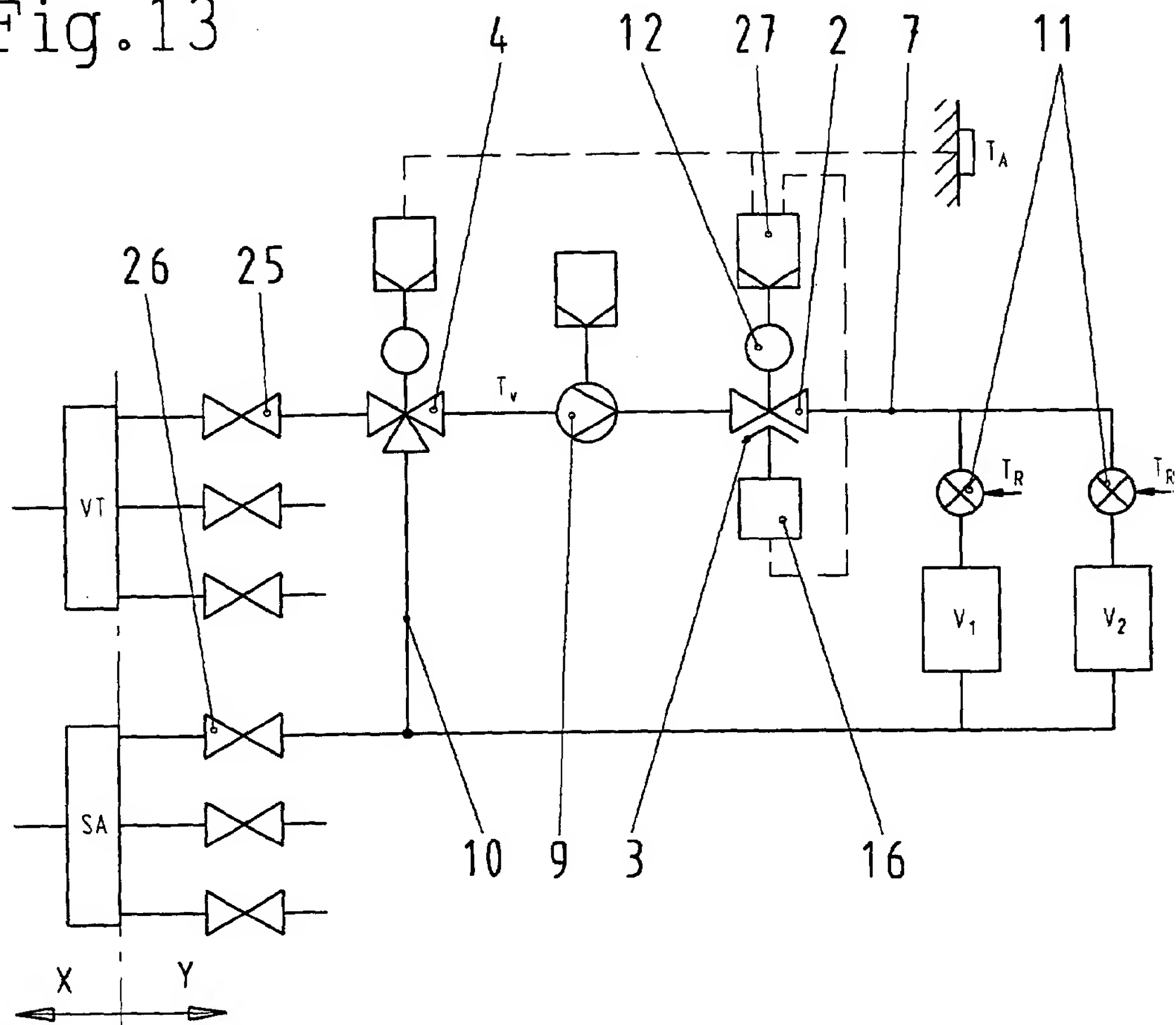


Fig.14

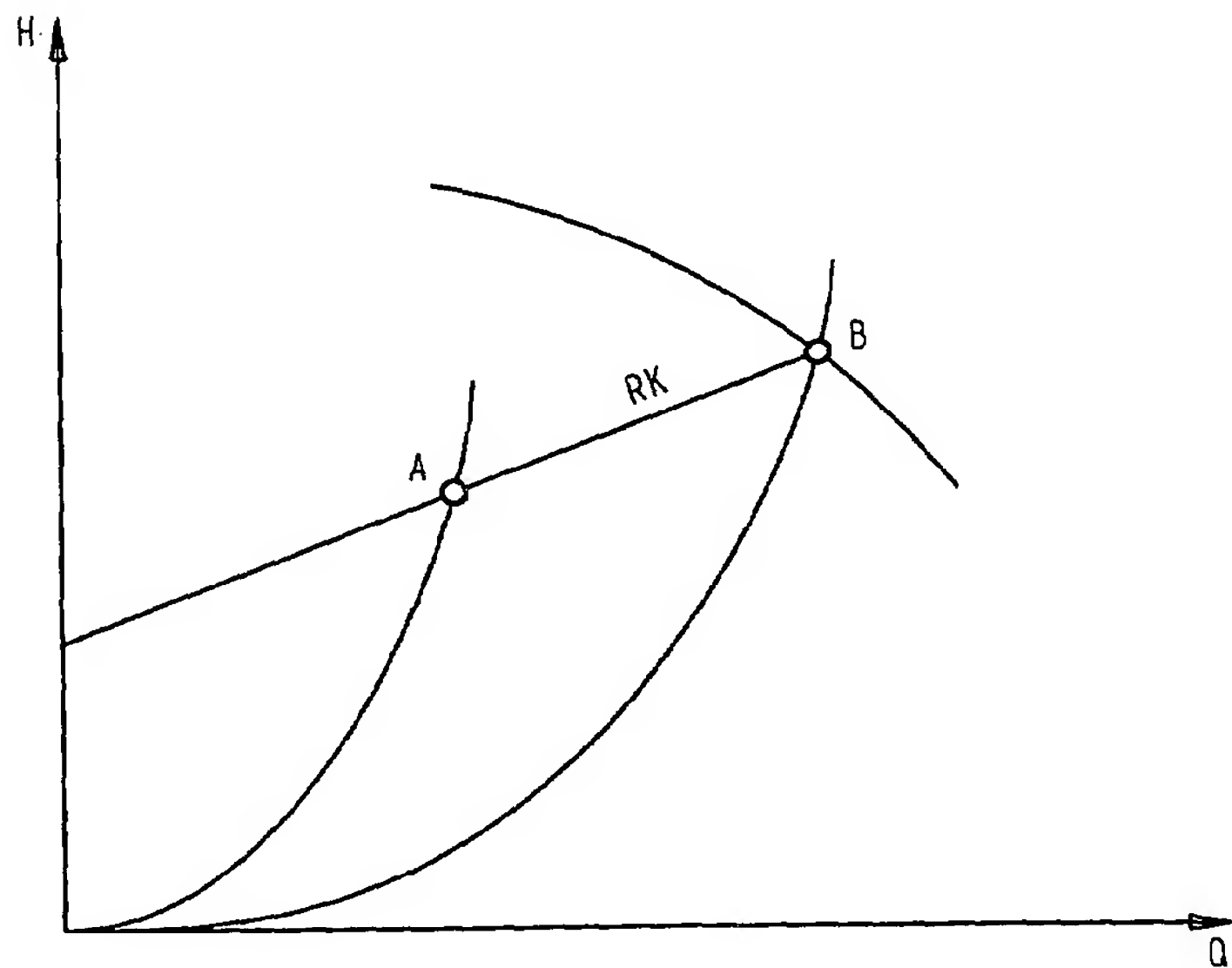


Fig. 15

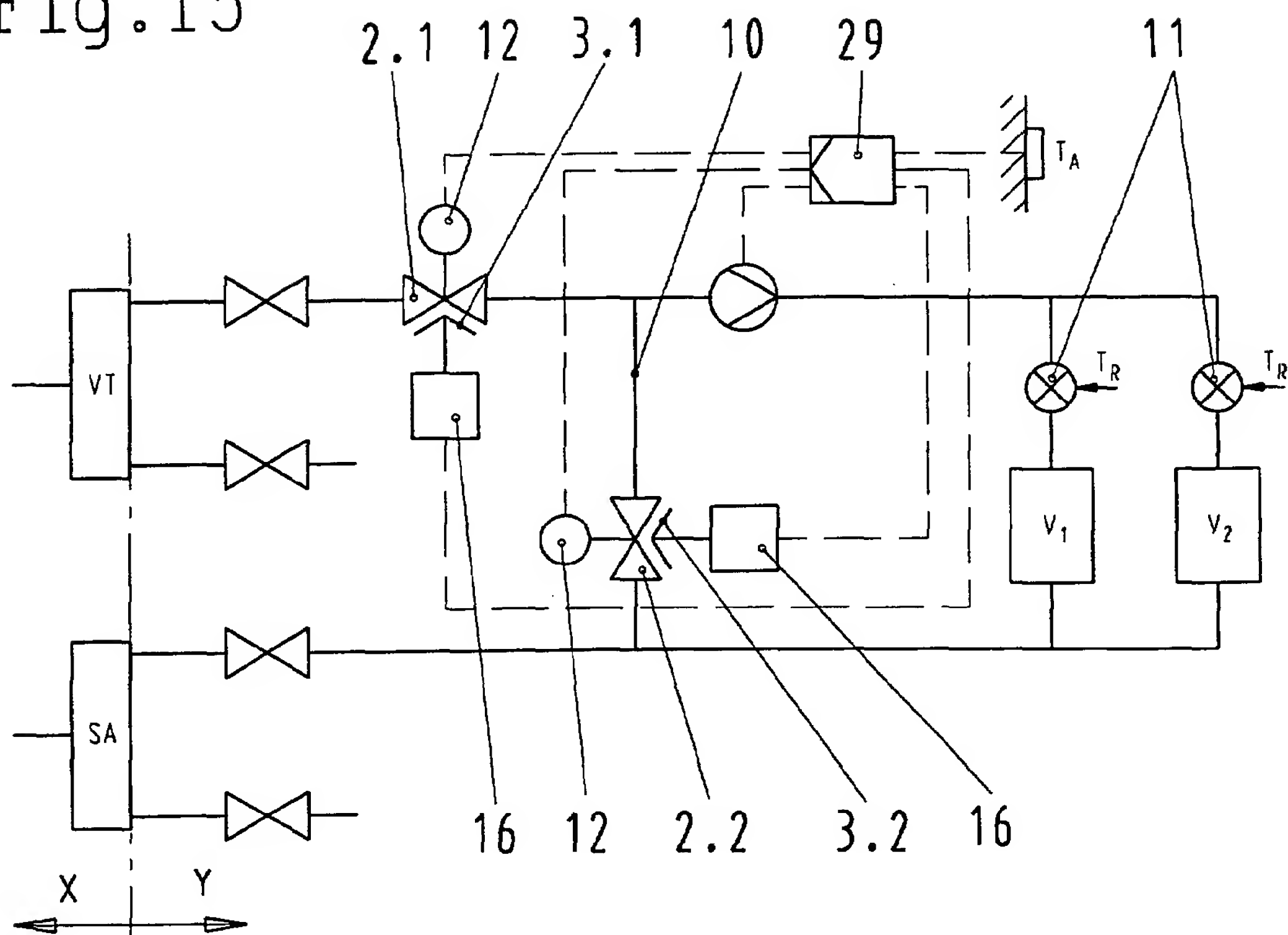


Fig. 16

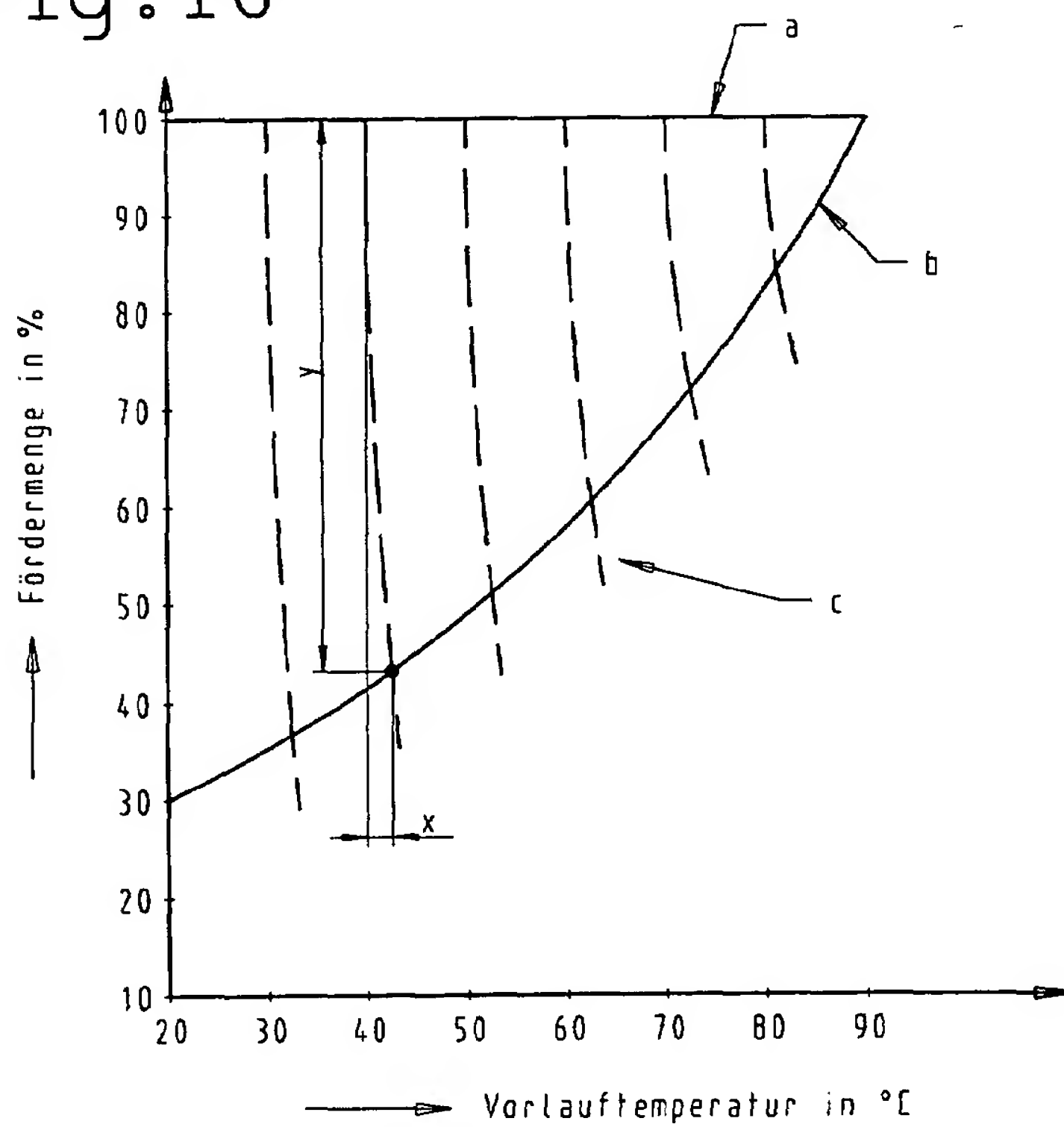




Fig.17

